

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
КОМИТЕТ ПО НАУКЕ И ТЕХНОЛОГИЯМ ПРИ СМ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
БЕЛОРУССКИЙ РЕСПУБЛИКАНСКИЙ ФОНД ФУНДАМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
ИНСТИТУТ МЕХАНИКИ МАШИН НАН БЕЛАРУСИ
ИНСТИТУТ НАДЕЖНОСТИ МАШИН НАН БЕЛАРУСИ
НИРУП «БЕЛАВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ»
ПО «БЕЛАВТОМАЗ» – РУП «МИНСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ЗАВОД»
ПО «МИНСКИЙ ТРАКТОРНЫЙ ЗАВОД»
ПО «БЕЛОРУССКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ЗАВОД»
МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБРАЗОВАНИЯ



**СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН
РАСЧЕТ, КОНСТРУИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ**

Выпуск 1

В 3-х томах

Том 2

**Сборник трудов первой Международной
научно-технической конференции
г. Минск, 11–13 декабря 2002г.**

Под общей редакцией академика НАН Беларуси П.А. Витязя

**Минск
УП «Технопринт»
2002**

621.7
УДК 621(082)
ББК 34.5
С56

Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование и технология изготовления. Сборник научных трудов. Вып. 1. В 3-х т. — Т. 2/ Под общ. ред. П.А. Витязя. — Мн.: УП «Технопринт», 2002. — 477 с.
ISBN 985-464-333-6, ISBN 985-464-335-2.

В сборнике опубликованы доклады первой международной научно-технической конференции «Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование и технология изготовления».

В сборник включены работы, выполненные в последние годы специалистами в областях перспективных направлений создания машин, стандартизации и контроля качества, надежности изделий машиностроения, проектирования сред, материалов и конструкций машин.

Широко представлены современные компьютерные технологии моделирования, автоматизированные системы проектирования сложных технических объектов и технологических процессов их изготовления. Изложены экономические аспекты создания новых машин, проблемы подготовки инженерных кадров и технического образования.

В сборнике представлены работы, выполненные в крупнейших научных центрах Беларуси, России, Польши, Украины, Молдовы, Словакии и др. стран.

УДК 621(082)
ББК 34.5

Редакционная коллегия:

Витязь П.А. (председатель, Беларусь), Плескачевский Ю.М. (Беларусь), Анисович Г.А. (Беларусь), Бостан И.А. (Молдова), Высоцкий М.С. (первый зам. председателя, Беларусь), Ящерицын П.И. (Беларусь), Трошенко В.Т. (зам. председателя, Украина), Берестнев О.В. (Беларусь), Махутов Н.А. (зам. председателя, Россия), Красневский Л.Г. (Беларусь), Филонов И.П. (зам. председателя, Беларусь), Ракомсин А.П. (зам. председателя, Беларусь), Романюк Ф.А. (Беларусь), Соломахо В.Л. (Беларусь), Беляев Г.Я. (Беларусь), Скойбеда А.Т. (зам. председателя, Беларусь), Почтенный Е.К. (Беларусь), Сосновский Л.А. (Беларусь), Цветков В.Д. (Беларусь), Похабов В.И. (Беларусь), Иващенко С.А. (Беларусь), Капустя П.П. (ученый секретарь, Беларусь)

Рецензенты:

д.т.н., проф. Филонов И.П.; д.т.н. проф. Скойбеда А.Т.; д.т.н., проф. Соломахо В.Л., д.т.н., проф. Альгин В.Б.; д.т.н. , проф. Василевич Ю.В.; д.т.н. , проф. Демьянушко И.В.; д.ф.-м.н., проф. Чичко А.Н.; д.т.н. , проф. Почтенный Е.К.; д.т.н. , проф. Сосновский Л.А.; д.т.н., проф. Мрочек Ж.А.; д.т.н., проф. Спиридонов Н.В.; д.т.н., проф. Цветков В.Д.; д.т.н., проф. Колешко В.М.; д.э.н., проф. Похабов В.И.; д.э.н., проф. Сачко Н.С.; д. фил. н., проф. Старжинский В.П.; к.т.н., доц. Иващенко С.А.

Все права защищены. Ни один из докладов этого издания не может быть полностью или частично размножен электронным, механическим, фото- или иным способом без предварительного письменного согласования с программным комитетом конференции. Все доклады воссозданы с разрешения их авторов.

Ответственность за достоверность представленной в статьях информации несут авторы статей.

ISBN 985-464-333-6
ISBN 985-464-335-2

© Коллектив авторов, 2002
© Оформление УП «Технопринт», 2002

**КАЧЕСТВО
ИЗДЕЛИЙ
МАШИНОСТРОЕНИЯ**

12 декабря 2002 г., 15.00 – 18.00
17-й учебный корпус БНТУ
аудитория 512

Руководители секции:

Соломахо В.Л. – д.т.н., профессор

Кусакин Н.А. – к.т.н., доцент

Серенков П.С. – к.т.н., доцент

Секретарь: Станкевич М.В. – к.т.н., доцент

УДК 620.178.16; 620.178.3

В.Н. Корешков¹⁾, Л.А. Сосновский²⁾

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ СТАНДАРТОВ ПО ТРИБОФАТИКЕ

¹⁾Государственный комитет по стандартизации, метрологии и сертификации

²⁾НПО Трибофатика, Гомель, Беларусь
Минск, Беларусь

Введение. Современное общество не может жить без стандартов, ибо стандарты наводят порядок там, где его не было; способствуют взаимопониманию в тех случаях, когда оно затруднено; требуют высокого качества продукции везде, где ее производят.

Вопросы стандартизации в любой области деятельности могут решаться либо "в начале пути", либо после того как наступит всеобщее признание и сформируется "сумма знаний". Стандартизация в начале пути в ряде случаев предпочтительнее - она позволяет избежать в будущем многих ненужных разночтений. Она с самого начала ориентирует на получение в разных организациях сопоставимых данных с тем, чтобы "собрать все, что есть у всех" и далее разрабатывать новые стандарты или совершенствовать существующие.

Первый стандарт по трибофатике создан "в начале пути" в Беларуси и посвящен терминологии (СТБ 994-95, разработчик – НПО "Трибофатика"); он введен в действие с июня месяца 1996 г. На его основе в 1999 г. был утвержден и с 1.01. 2000 г. введен в действие межгосударственный стандарт ГОСТ 30 638-99 "Трибофатика. Термины и определения" (разработчики – НПО "Трибофатика", Гомель; ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва; Институт проблем прочности НАН Украины, Киев). Этот стандарт

переведен на китайский язык (переводчик – профессор Гао Ван-Чжэн) и представлен в ISO для возможного утверждения в качестве международного.

Развитие исследований по трибофатике [1-5] привело к тому, что стало ясно: в этой новой и бурно развивающейся области потребуются создать свою, особую систему стандартов [6-14]. И такая система формируется [15-19] по четырем направлениям: 1) терминология, 2) методы износоусталостных испытаний, 3) машины для износоусталостных испытаний, 4) силовые системы. Ниже дается краткий анализ состояния и перспектив разработки государственных стандартов по каждому из этих направлений.

1. Терминология. Стандарт "Трибофатика. Термины и определения" создан впервые в Республике Беларусь, поскольку здесь разработаны методологические и теоретические основы трибофатики [1-5]. Все термины записаны на трех языках - белорусском, русском и английском. А их определения даются на двух языках - белорусском и русском. Алфавитные указатели позволяют легко находить термин на любом из трех языков. В государственном стандарте все термины записаны на трех языках – русском, английском, немецком.

Основные принципы, которыми руководствовались разработчики стандарта, таковы:



Рисунок 1. Трибофатика как область деятельности

(1) Как писал Планк, наука находит понятия, с которыми она работает, не готовыми, она впервые их искусственно создает и только постепенно совершенствует. Эту мысль убедительно подтверждает и иллюстрирует первое понятие стандарта: ТРИБОФАТИКА (трибос - греч. трение; fatigue - франц. усталость). В литературе [1-5] можно найти несколько определений этого понятия. В стандарте СТБ 994-95 дано следующее его толкование: "Трибофатика - область деятельности, направленной на установление принципов и методов оценки и повышения надежности силовых систем машин и оборудования в условиях комплексного воздействия повторно-переменных нагрузок и процессов трения в любых его проявлениях" (рис. 1).

Во-первых, здесь устанавливается, что трибофатика - "область деятельности", что справедливо по самой своей сути. Во-вторых, всякая область деятельности должна иметь ясную цель - она сформулирована в определении

("установление принципов и методов оценки и повышения надежности"). В-третьих, конкретная область деятельности должна иметь свой предмет изучения (исследования) - и он точно указан ("силовые системы машин и оборудования"). И, наконец, в-четвертых, всякая область деятельности должна характеризоваться определенными условиями - и они конкретно очерчены в стандарте ("в условиях комплексного воздействия повторно-переменных нагрузок и процессов трения в любых его проявлениях"). Повторно-переменной называется "механическая нагрузка, изменяющаяся во времени по любому закону", а под "трением в любых его проявлениях" понимается как внешнее трение при скольжении, качении, фреттинге (проскальзывании), ударе и др., так и внутреннее трение (при нейтронном облучении и т.д.). Отсюда следует, что трибофатика как область деятельности представляется весьма широкой и содержательной (см. рис. 1), а ее предмет изучения - это наиболее сложные и ответственные для современной техники "узлы трения, которые воспринимают и транзитно передают повторно-переменную нагрузку". Их называют "силовыми системами". Долговечность силовых систем лимитируется "износоусталостными повреждениями", которые определяются как "повреждения, обусловленные кинетическим взаимодействием явлений усталости, трения в любых его проявлениях, изнашивания и (или) эрозии". Закономерности возникновения и развития этих повреждений изучают в процессе "износоусталостных испытаний", которые реализуются на "машинах для износоусталостных испытаний".

В межгосударственном стандарте ГОСТ 30638-99 дано лаконичное определение трибофатики как "науки об износоусталостных повреждениях и разрушении силовых систем машин и оборудования".

(2) Как отмечал Лобачевский, "первые понятия, с которых начинается какая-либо наука, должны быть ясны и приведены к самому меньшему числу. Тогда только они могут служить прочным и достаточным основанием учения".

По-существу, содержание всего стандарта базируется на небольшой группе фундаментальных терминов. Она состоит лишь из шести понятий, являющихся общими для данной области деятельности. Вот эти понятия: трибофатика, силовая система, износоусталостное повреждение, прямой эффект ("влияние процессов и условий трения и изнашивания на изменение характеристик сопротивления усталости силовой системы и (или) ее элемента"), обратный эффект ("влияние повторно-переменных напряжений [деформаций] на изменение характеристик трения и изнашивания силовой системы и (или) ее элемента"), износоусталостные испытания.

(3) При работе над стандартом "Трибофатика. Термины и определения" были установлены не только фундаментальные понятия, общие для всей области деятельности, но и основные понятия, общие для отдельных разделов трибофатики. Эти термины дают жизнь многочисленным понятиям, связным, например, с видами "поверхностного повреждения" или "объемного разрушения" (см. Рис. 1).

(4) Терминосистема стандарта ГОСТ 30638-99 классифицирована тематически и представлена в 2-х разделах:

1. Общие понятия.
2. Виды и характеристики сопротивления износоусталостным повреждениям.

При составлении СТБ 994-95 и ГОСТ 30638-99 приняты во внимание многочисленные литературные источники (книги, журналы, статьи, материалы конференций и др.), но в первую очередь - терминологические стандарты.

(5) Особой заботой разработчиков стандарта была, конечно, систематизация новых терминов, предложенных в связи с развитием трибофатики. Круг интересов трибофатики весьма широк (см. рис. 1), и подсистема новых терминов в некоторых своих частях пока еще не является общепризнанной. Поэтому для стандарта были отобраны лишь основные и необходимые (по мнению разработчиков) термины. Тот факт, что специалисты организаций, приславших отзывы на проект стандарта, в подавляющем большинстве случаев разделили точку зрения разработчиков стандарта, дает основание считать, что в первом приближении найдено приемлемое решение проблемы.

(6) Стандарт ГОСТ 30638-99 регламентирует не только применение терминов, но и обозначение основных величин, характеристик, показателей, коэффициентов, параметров и критериев, а также их единицы измерения. Чтобы оценить трудность этой проблемы, достаточно сказать, что в стандарт включено около 50 обозначений. Это превышает число букв в трех алфавитах (русский, латинский, греческий). Поэтому широко применяются соответствующие индексы, которые, как правило, несут определенную смысловую нагрузку.

Основной принцип обозначений - сохранить традиционность их использования в научной и технической литературе. Например, символ A применяется для площади, F - для силы, N - для долговечности, p - для контактного давления, σ и τ - для нормальных и касательных напряжений, K - для различных коэффициентов и т.д. Если в литературе имеются разночтения (а это случается весьма часто), то принимается волевое решение. Так, коэффициент трения в литературе обозначают либо f , либо ν , либо μ . В стандарте принят символ f , тогда как ν - это частота, а μ - обычное обозначение коэффициента Пуассона.

В необходимых случаях основные понятия иллюстрируются соответствующими рисунками и графиками, что способствует более полному их определению и, следовательно, пониманию.

(7) Разработка стандарта на основные понятия - вообще дело трудное, ответственное и деликатное.

Огромные трудности состоят в том, чтобы предложить систему действительно основных понятий. Это означает, во-первых, что из всего многообразия терминов, используемых в данной области человеческой деятельности, необходимо выделить наиболее значимые и часто употребляемые. Это означает, во-вторых, что все отобранные термины надо представить в виде взаимосвязанной и непротиворечивой системы с соответствующими перекрестными ссылками.

Немалая ответственность состоит в том, что многочисленные понятия, введенные в стандарт, являются обязательным для применения "в документах всех видов, учебниках, учебных пособиях, научно-технической и справочной литературе". Поэтому из стандарта следует исключить саму возможность неоднозначности толкования того или иного термина - это, во-первых. Во-вторых, определения терминов должны быть и лаконичными, и точными, и понятными. Что касается деликатности, то речь идет, во-первых, о том, что личные претензии и субъективные привязанности разработчиков должны быть принесены в жертву - во имя выяснения истины. И, во-вторых, необходимо проявить наибольшее внимание к мнению специалистов, не принимавших участия в разработке стандарта. Это, конечно, не означает, что при принятии решения по спорному вопросу победа определяется большинством голосов, но это означает, что принятое решение должно быть хорошо мотивированным.

(8) Если говорить об эксплуатационной надежности современных машин и оборудования с точки зрения механики, износоусталостные повреждения - это явления, которые дают до 90% отказов их основных узлов. Учитывая, что наиболее ответственные и массовые узлы машин и оборудования - это силовые системы, становится оче-

видной необходимость тесного взаимодействия трибологов и прочнистов для решения важнейшей проблемы: повышения надежности силовых систем по критериям трибофатики при одновременном снижении затрат труда, средств и материалов в сферах производства и эксплуатации. Что это, возможно, доказывают материалы международных симпозиумах по трибофатике (г. Гомель 1993 г., г. Москва 1995 г., г. Пекин 2000 г., г. Тернополь 2002 г.), на которых совместно обсуждали указанную проблему и трибологи, и прочнисты.

В этой связи можно надеяться, что ввод в действие данного стандарта в определенной мере способствует достижению и развитию взаимопонимания между двумя крупными школами специалистов.

2. Методы износоусталостных испытаний. Для экспериментальной оценки взаимного и совместного влияния процессов трения и механической усталости на работоспособность материалов и моделей силовых систем в сложных условиях нагружения разработаны специальные методы износоусталостных испытаний.

В результате испытаний определяют количественные характеристики сопротивления ИУП. Эти характеристики могут быть использованы:

- при выборе конструкционных материалов для силовых систем и обосновании конструктивно-технологических решений;
- при контроле качества материалов;
- при расчетах на этапе проектирования силовых систем;
- при сертификации силовых систем по критерию ИУП;
- при конструировании и создании материалов с заданными физико-механическими свойствами для обеспечения требуемых характеристик сопротивления ИУП.

Один из путей разработки методов комплексных (износоусталостных) испытаний – совмещение известных методов испытания на механическую усталость и методов испытания на трение и изнашивание.



Рисунок 2. Формирование методов износоусталостных испытаний при главном вращательном движении: КМУ – контактно-механическая усталость; ФМУ – фрикционно-механическая усталость; ФУ – фреттинг-усталость

На рисунке 2 в качестве примера показан принцип такого формирования в том случае, когда базовым методом испытания на усталость принимают изгиб с вращением. Заметим, что вращательное движение наиболее характерно для современных машин, поэтому методы, представленные на рисунке 2, являются практически важными.

Используя подобный подход, достигают той цели, что на машинах, предназначенных для износоусталостных испытаний, можно проводить и обычные испытания либо на механическую усталость, либо на трение и изнашивание в определенных условиях (рисунок 3).

К настоящему времени разработаны и введены в

действие два межгосударственных стандарта на методы износоусталостных испытаний [16, 19]. В 2002 г. ПО "Гомсельмаш" и НПО ТРИБОФАТИКА заканчивают разработку стандарта по методам испытания на фрикционно-механическую усталость. В плане – создание стандартов по методам испытания на коррозионно-механическую, эрозионно-механическую и фреттинг-усталость.

Главное и принципиальное достоинство разрабатываемых методов износоусталостных испытаний – это использование во всех (без исключения) схемах испытаний единого образца стандартных размеров (диаметр 10 мм). При этом устанавливается и стандартная частота испытаний $3000 \frac{1}{\text{мин}}$. Тем самым обеспечивается сравнимость экспериментальных результатов, получаемых в различных условиях испытаний.

3. Машины для износоусталостных испытаний. Развитие трибологии привело к созданию специального класса испытательного оборудования – машин для испытаний на трение и изнашивание. Развитие механики усталостного разрушения также обусловило создание специального класса испытательного оборудования – машин для усталостных испытаний. Развитие трибофатики потребовало создания нового класса испытательного оборудования – машин для износоусталостных испытаний материалов и моделей силовых систем.

Автоматизированные машины серии СИ настольного типа разработаны в НПО ТРИБОФАТИКА при сотрудничестве с ведущими институтами Академий наук России (Институт машиноведения им. А.А. Благонравова), Беларуси (Научный Центр проблем механики машин) и Украины (Институт проблем прочности), а также с производственным объединением "ГОМСЕЛЬМАШ" и его головным специальным конструкторским бюро (ГСКБ ПО ГОМСЕЛЬМАШ). Они были созданы применительно к запросам различных групп потребителей. Так, машина СИ-01 служит для испытаний на фрикционно-механическую усталость, СИ-02 – для испытаний на контактно-механическую усталость, а СИ-03 представляет собой полнокомплектную машину для испытаний на фрикционно-механическую и контактно-механическую усталость.

Машина СИ-03-М, кроме того, предназначена для испытания моделей зубчатых зацеплений. На всех машинах можно проводить традиционные испытания на трение при скольжении и качении, на механическую и фреттинг-усталость.

Испытательные машины серии СИ являются многоцелевыми и построены по блочно-модульному принципу. Это обеспечивает их высокую экономичность и сравнительно низкую стоимость. Различные методы испытаний реализуют, применяя набор сменных модулей.

Модульный принцип построения позволяет на одной машине реализовать не только традиционные (в том числе и стандартные) методы испытаний, но и проводить оригинальные исследования моделей силовых систем (например, колесо/рельс; вал/втулка и т. д.).

В машинах серии СИ нет механических передач. Это позволяет не только избавиться от потерь мощности, но и значительно снизить погрешность испытаний.

Машины серии СИ имеют информационно-управляющую систему, построенную на базе ПЭВМ. С ее помощью задают и точно исполняют многообразные режимы испытаний, а также измеряют все необходимые параметры во времени – изгибную и контактную нагрузку, частоту вращения, линейный износ (либо смещение осей пары трения), температуру в зоне контакта, характеристики вибрации, момент (силу) трения, число циклов нагружения и др.

На машинах серии СИ контактные и изгибные нагрузки предусмотрено регулировать в широком диапазоне. Это позволяет одинаково успешно проводить испытания металл-металлических, металл-полимерных и полимер-полимерных моделей силовых систем.

При разработке машин серии СИ использовано 10 изобретений.

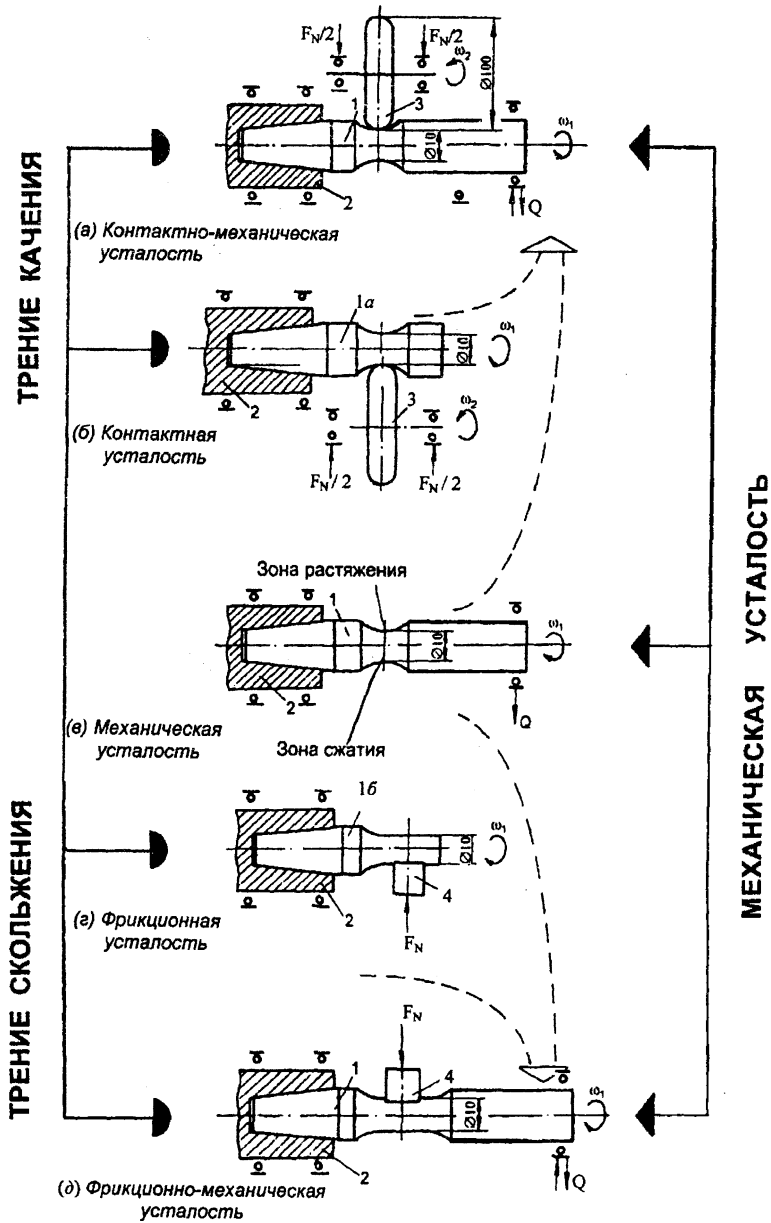


Рисунок 3 – Типичные схемы износоусталостных испытаний: 1, 1а, 1б – образец; 2 – шпиндель испытательной машины; 3, 4 – контрообразец; Q – изгибающая нагрузка; F_N – контактная нагрузка; ω_1, ω_2 – скорость вращения образца, контрообразца

Таблица 1 – Технические характеристики

Наименование показателей	Значение		
	Машина СИ-01	Машина СИ-02	Машина СИ-03–М
Основная модель силовой системы (пары трения)	Цилиндр-колодка	Цилиндр-ролик	Цилиндр-колодка, цилиндр-ролик
Диаметр рабочей части образца, мм	10	10	10
Размеры контрообразца, мм	10×10×11,5	∅ 100	10×10×11,5 ∅ 100
Режим смазки	капельный		
Диапазон частот вращения образца, мин ⁻¹	40–4000*	3000	600–6000
Диапазон частот вращения контрообразца, мин ⁻¹	–	50–500	50–500
Диапазон изгибающих нагрузок, Н	70–700	70–700	10–800
Диапазон контактных нагрузок, Н	10–500	10–1000	10–2000
Предел допускаемой погрешности измерения нагрузок, %	2	2	1
Диапазон измерения суммарного износа образца и контрообразца, мкм	10–2000	10–3000	10–4000
Предел допускаемой погрешности измерения суммарного износа образца и контрообразца, %, не более	± 3	± 3	± 1
Диапазон измерения момента трения, Н м: – при трении скольжения – при трении качения	0,01–1,2 –	– 0,2–20	0,01–1,5 0,2–30
Предел допускаемой погрешности измерения момента трения, %, не более	3	3	2
Установленная мощность электрооборудования, кВт	2,0	2,5	2,0

По требованию заказчика машины серии СИ могут быть оснащены устройствами для испытаний:

- в вакууме, в различных жидких средах;
- при низких и высоких температурах;
- при воздействии мощного лазерного излучения;
- при воздействии потока твердых частиц, двухфазных сред и др.

Технические характеристики машин серии СИ приведены в таблице 1 на рисунке 4 показан общий вид машины СИ–03–М.

Машины серии СИ успешно используются в научно-исследовательских институтах, на производственных предприятиях и в университетах.

Лаборатория трибофатики двойного подчинения – Институту механики и надежности машин Национальной Академии наук Беларуси и Республиканскому конструкторскому унитарному предприятию "Головное специализированное конструкторское бюро по зерноуборочным и кормоуборочным машинам" работает в испытательном центре конструкторского предприятия в г. Гомеле с 1995 г. и оснащена всеми модификациями машин серии СИ для износостойких испытаний материалов и моделей силовых систем.



Рисунок 4 – Универсальная машина СИ-03-М

В составе ЦЗЛ ПО "ГОМСЕЛЬМАШ" в 1998 г. организована Лаборатория износостойких испытаний, которая оснащена четырьмя машинами СИ-03-М.

В Институте механики и надежности машин НАН Беларуси (г. Минск) с 1997 г. работает Лаборатория №6 (трибофатики), оснащенная полнокомплектной машиной СИ-03.

Для выполнения лабораторных работ по курсу "Основы трибофатики",

включенному в учебные планы Белорусского государственного университета транспорта (г. Гомель), созданы специальные (неавтоматические) модификации машин для испытаний на фрикционно-механическую и контактно-механическую усталость, которые отличаются простотой управления и относительно низкой стоимостью. Эти машины могут быть использованы и для выполнения лабораторных работ по таким учебным дисциплинам, как сопротивление материалов, детали машин, расчет и проектирование машин и оборудования, основы трибологии (трение и износ в машинах) и др.

На основании длительного опыта эксплуатации машин серии СИ Научный центр механики машин НАНБ (ныне – Институт механики и надежности машин НАН Беларуси) разработал сначала белорусский, а затем и межгосударственный стандарт ГОСТ 30755-2001 "Трибофатика. Машины для износостойких испытаний. Общие технические требования" [17]. Технические характеристики всех модификаций машин серии СИ соответствуют требованиям этого стандарта.

В дальнейшем планируется создать несколько стандартов по системам измерения, применяемых на машинах серии СИ.

4. Силовые системы. По результатам исследований, в соответствии с Государственным планом стандартизации Республики Беларусь (тема 3.07.0110-99), разработан, утвержден в установленном порядке и введен в действие стандарт Беларуси СТБ 1234-2000 «Трибофатика. Силовые системы. Статистические показатели качества и их определение».

Стандарт устанавливает статистические показатели качества силовой системы по критерию сопротивления износостойким повреждениям и связанные с ними статистические показатели брака и риска, регламентирует правила и процедуры оценки указанных показателей.

Статистические показатели качества силовой системы применяются в общем

комплексе работ по управлению качеством продукции машиностроения при крупносерийном производстве - для обеспечения требуемого уровня качества и надежности ответственных узлов, работающих в условиях контактно-механической усталости, фреттинг-усталости, фрикционно-механической усталости.

Из большого количества характеристик механических свойств материалов и сопротивления ИУП для анализа качества и риска применения силовых систем принимается лишь ограниченное их число $x_i, i = 1, 2, \dots, n$, например: σ_{-1}, p_f, τ_f – пределы выносливости при механической, контактной и фрикционной усталости; $\sigma_{-1p}, p_{f\sigma}, \sigma_{-1\tau}, \tau_{f\sigma}$ – предельные напряжения при контактно-механической и фрикционно-механической усталости; $I_p, I_\tau, I_{\sigma p}, I_{\sigma\tau}$ – интенсивность изнашивания при контактной, фрикционной, контактно-механической и фрикционно-механической усталости; $\sigma_T, \sigma_b, \delta, \psi$ – основные характеристики свойств материала при растяжении и др.

Статистический показатель качества устанавливает два уровня оценки качества силовой системы, определяемые:

- комплексными статистическими показателями, которые относятся к свойствам силовой системы как целого - к ее сопротивлению контактно-механической усталости, фреттинг-усталости, фрикционно-механической усталости;
- единичными статистическими показателями, которые относятся к свойствам отдельных элементов силовой системы - к их сопротивлению механической, контактной и фрикционной усталости.

Таблица 2 – Статистические показатели качества силовых систем

Износоусталостное повреждение	Характеристики сопротивления износоусталостным повреждениям	Статистические показатели			Уровень показателей качества
		качества	нарушения качества	риска	
Контактно-механическая усталость: а) прямой эффект б) обратный эффект	σ_{-1p}	$\Pi(\sigma_{-1p})$	$D(\sigma_{-1p})$	$\rho(\sigma_{-1p})$	Комплексные
	$p_{f\sigma}$	$\Pi(p_{f\sigma})$	$D(p_{f\sigma})$	$\rho(p_{f\sigma})$	
	$I_{\sigma p}$	$\Pi(I_{\sigma p})$	$D(I_{\sigma p})$	$\rho(I_{\sigma p})$	
Фрикционно-механическая усталость: а) прямой эффект б) обратный эффект	$\sigma_{-1\tau}$	$\Pi(\sigma_{-1\tau})$	$D(\sigma_{-1\tau})$	$\rho(\sigma_{-1\tau})$	
	$\tau_{f\sigma}$	$\Pi(\tau_{f\sigma})$	$D(\tau_{f\sigma})$	$\rho(\tau_{f\sigma})$	
	$I_{\sigma\tau}$	$\Pi(I_{\sigma\tau})$	$D(I_{\sigma\tau})$	$\rho(I_{\sigma\tau})$	
Фреттинг-усталость	σ_{-1q}	$\Pi(\sigma_{-1q})$	$D(\sigma_{-1q})$	$\rho(\sigma_{-1q})$	Единичные
Механическая усталость	σ_{-1}	$\Pi(\sigma_{-1})$	$D(\sigma_{-1})$	$\rho(\sigma_{-1})$	
Фрикционная усталость	τ_f	$\Pi(\tau_f)$	$D(\tau_f)$	$\rho(\tau_f)$	
	I_τ	$\Pi(I_\tau)$	$D(I_\tau)$	$\rho(I_\tau)$	
Контактная усталость	p_f	$\Pi(p_f)$	$D(p_f)$	$\rho(p_f)$	
	I_p	$\Pi(I_p)$	$D(I_p)$	$\rho(I_p)$	

Стандарт регламентирует процедуры количественного определения 36 статистических показателей, которые относятся к 12 наиболее важным характеристикам сопротивления износоусталостным повреждениям (таблица 2).

Согласно стандарту СТБ 1234–2000 статистический показатель качества по данной характеристике x_i механических свойств или сопротивления ИУП есть вероятность того, что ее величина будет больше нормативного значения x_i^* (рисунок 5):

$$\Pi(x_i) = P(x_i \geq x_i^*) = \int_{x_i^*}^{\infty} p(x_i) dx_i = \frac{1}{\sqrt{2\pi} S_{\bar{x}_i}} \int_{x_i^*}^{\infty} \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{x_i - \bar{x}_i}{S_{\bar{x}_i}} \right)^2 \right] dx_i$$

Тогда статистический показатель нарушения качества (см. рисунок 5)

$$D(x_i) = \int_{-\infty}^{x_i^*} p(x_i) dx_i = \frac{1}{\sqrt{2\pi} S_{\bar{x}_i}} \int_{-\infty}^{x_i^*} \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{x_i - \bar{x}_i}{S_{\bar{x}_i}} \right)^2 \right] dx_i = 1 - \Pi(x_i). \quad (1)$$

Показатель риска определяется как ожидание нарушения качества:

$$\rho(x_i) = \frac{D(x_i)}{\Pi(x_i)} \quad (2)$$

Взаимосвязь показателя риска с показателем нарушения качества дается формулой

$$\rho(x_i) = \frac{1}{\frac{1}{D(x_i)} - 1} \quad (3)$$

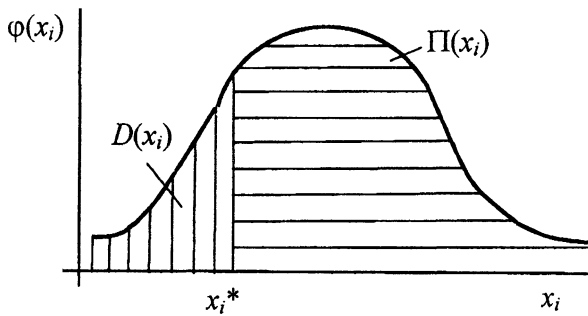


Рисунок 5 – Распределение характеристики свойств (сопротивления ИУП)

Взаимосвязь показателя риска с показателем качества дается формулой

$$\rho(x_i) = \frac{1}{\Pi(x_i)} - 1 \quad (4)$$

Согласованная в формуле (2) зависимость показателя риска $\rho(x_i)$ от показателей $\Pi(x_i)$ и $D(x_i)$ называется оперативной характеристикой риска. Ее графическое представление дано на рисунке 6. Теоретические данные для построения оперативной характеристики риска приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Теоретические данные для построения оперативной характеристики риска

$D(x)$	$\Pi(x) = 1 - D(x)$	$\rho = D(x) / \Pi(x)$	$R_\rho = 1 - \rho(x)$
0,01	0,99	0,0101	0,9899
0,05	0,95	0,0526	0,9474
0,1	0,9	0,1111	0,9999
0,2	0,8	0,2500	0,7500
0,3	0,7	0,4286	0,5714
0,4	0,6	0,6666	0,3334
$D(x) = 0,5 = \Pi(x)$	0,5	$\rho_k = 1$	0
0,6	0,4	0,6666	0,3334
0,7	0,3	0,4286	0,5714
0,8	0,2	0,2500	0,7500
0,9	0,1	0,1111	0,9999
0,95	0,05	0,0526	0,9474
0,99	0,01	0,0101	0,9899
$\Pi(x)$	$D(x) = 1 - \Pi(x)$	$\rho(x) = D(x) / \Pi(x)$	$R_\rho = 1 - \rho(x)$

Нижняя граница риска $\rho(x_i) = 0$ соответствует случаю, когда $D(x_i) = 0$. Верхнее значение анализируемых рисков $\rho(x_i) = 1$ ограничено условием, что $\Pi(x_i) = D(x_i) = 0,5$. Значение $\rho_k = 1$ считается критическим. Поскольку численное значение показателя риска может изменяться на несколько порядков, то шкалу $\rho(x_i)$ для оперативной характеристики принимают логарифмической (см. рисунок 6).

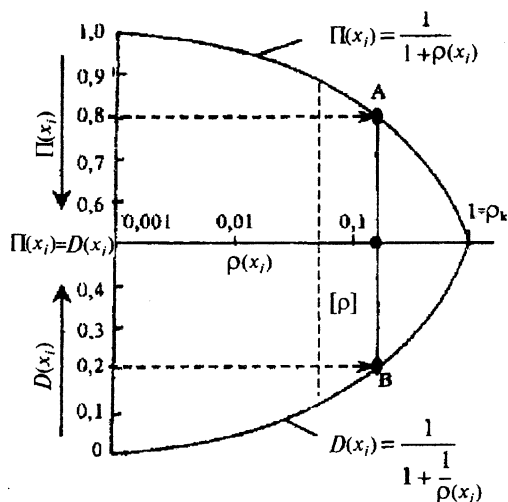


Рисунок 6 – Оперативная характеристика риска, на которой указано текущее (оцененное) значение $\rho(x_i)$ (прямая АВ)

Таблица 4 – Категории качества силовых систем

Категории	Нормативные значения показателей		
	$P(x)$ не менее	$D(x_i)$, %, не более	$[\rho(x)]$
Высшая	0,995	0,5	0,005 0
Первая	0,990	1,0	0,010 1
Вторая	0,950	5,0	0,052 6

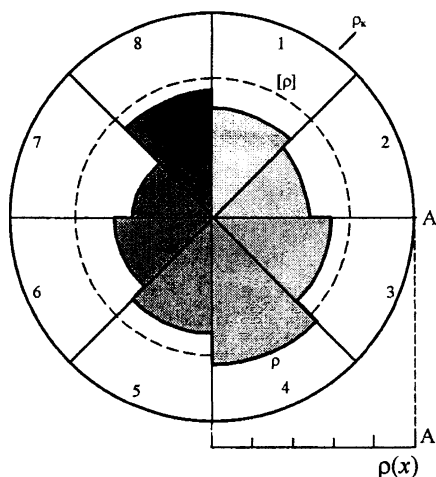


Рисунок 7 – Схема секторной диаграммы риска, построенной по 8-ми (1, 2, ..., 8) признакам

На наш взгляд, ближайшая задача – разработка нормативных документов по расчету и проектированию силовых систем на контактно-механическую, фрикционно-механическую и фреттинг-усталость. При этом должны быть разработаны методики

Текущее (оцененное по формулам (2), (3) или (4)) значение риска указывают на оперативной характеристике сплошной вертикальной линией АВ (см. рисунок 6).

По отношению к любым характеристикам ИУП может быть установлено нормативное значение риска $[\rho]$. Его обосновывают соответствующим технико-экономическим расчетом с учетом тяжести последствий в случае реализации тех или иных неблагоприятных событий. Стандарт СТБ 1234–2000 устанавливает три категории качества и соответствующего им нормативного риска (таблица 4). Нормативное значение риска $[\rho]$ указывают вертикальной пунктирной линией на оперативной характеристике риска (рисунок 6).

Всякое событие и любая ситуация, для которых

$$\rho(x_i) \leq [\rho], \quad (5)$$

считаются приемлемыми, или допустимыми. Значения

$$[\rho] < \rho(x_i) < \rho_k, \quad (6)$$

считаются неприемлемыми, или недопустимыми.

При необходимости сравнительного анализа рисков по многим и различным характеристикам строят секторную диаграмму рисков (рисунок 7). Каждый сектор на диаграмме представляет собой оперативную характеристику риска (см. рисунок 6), построенную по данному признаку. На радиусе А круга указывают шкалу для численных значений показателя риска $\rho(x_i)$. На секторной диаграмме:

- критический риск $\rho_k = 1$ соответствует внешней окружности;
- нормативное значение риска $[\rho]$ отображает внутренняя окружность (пунктир);
- области риска затемняют до величины оцененного риска $\rho(x_i)$, изображаемого дугой окружности с радиусом $r = \rho(x_i)$ в пределах каждого сектора.

Стандарт СТБ 1234–2000 может быть применен практически к любым силовым системам. Так, в ПО "Гомсельмаш" разработан и введен в действие стандарт предприятия [20], который регламентирует процедуру оценки качества и риска применения зубчатых колес.

расчета по различным (важным) критериям работоспособности – по предельному состоянию, техническому ресурсу, надежности, риску и безопасности.

Заключение. (1) Появление нового, бурно развивающегося и перспективного раздела механики – трибофатики привело к необходимости разработки специальной системы стандартов в этой области. К настоящему времени разработано 6 белорусских стандартов, из них три уже получили статус межгосударственных. Выше дан краткий анализ указанных стандартов, которые, по-существу, определяют четыре направления стандартизации в области трибофатики: 1) терминология, 2) методы износоусталостных испытаний, 3) машины для износоусталостных испытаний, 4) силовые системы.

(2) По нашему мнению, требуется объединение усилий специалистов по механике разрушения, прочности, трибологии, надежности механических систем и материаловедения, чтобы конкретизировать, существенно расширить и ускорить разработку комплекса стандартов по трибофатике, который отвечал бы запросам современного машиностроения.

Литература. 1. Библиографически список работ по трибофатике (1985-2000). (Международный координационный совет по трибофатике). Составители Т. Есева, С. Тюрин.-Гомель, 2000. -26 с. 2. Л.А. Сосновский, В.Т. Трощенко, Н.А. Махутов, Гао Ван-Чжэн, А.В. Богданович, С.С. Щербаков. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика). – Гомель, Киев, Москва, Ухань, 2001. – 171 с. 3. Proc. of III Intern. Symposium on Tribo-Fatigue (ISTF'2000: Oct. 22-26, 2000, Beijing, China). Ed. by Gao Wanzhen and Li Jian. –Hunan University Press, China, 2000. –653 p. 4. Сосновский Л.А., Махутов Н.А. Трибофатика: износоусталостные повреждения в проблемах ресурса и безопасности машин. – Москва, Гомель: 2000. – 304 с. 5. Трибофатика: Тр. 4-го Международного симпозиума по Трибофатике (ISTF 4), 23–27 сентября 2002 г., Тернополь (Украина) / Отв. Ред. В.Т. Трощенко – Тернополь: Тернопольский государственный технический университет имени Ивана Пулюя, 2002. Т. 1 – 530 с., Т. 2 – 317 с. 6. Высоцкий М. С., Корешков В. Н., Марченко В. А., Сосновский Л. А., Стражев В. И. Трибофатика - новые пути для повышения надежности машин // Весці АНБ. Серія фіз.-тэхн.наук, 1994, № 4, с.32-41. 7. Высоцкий М. С., Махутов Н. А., Корешков В. Н., Сосновский Л. А., Богданович А. В., Андронов П. В., Тюрин С. А., Марченко А. В. К разработке методов стандартных износоусталостных испытаний // Заводская лаборатория, 1995, № 5, с.35-38. 8. Высоцкий М. С., Корешков В. Н., Сосновский Л. А., Индман Н. Л. Машины серии СИ для износоусталостных испытаний // II Международный симпозиум по трибофатике, Москва, 15-17 октября 1996 г. (Тезисы докладов). –Москва: НПО "ТРИБОФАТИКА", "СПАС", 1996. –С.47-48. 9. Корешков В. Н., Сосновский Л. А., Богданович А. В., Андрияшин В. А. Трибофатика: вопросы стандартизации // II Международный симпозиум по трибофатике, Москва, 15-17 октября 1996 г. (Тезисы докладов). –Москва: НПО "ТРИБОФАТИКА", "СПАС", 1996. –С.55. 10. Богданович А. В., Корешков В. Н., Сосновский Л. А., Тюрин С. А. К разработке стандарта Беларуси по методам испытаний на контактно-механическую усталость // Трибофатика-95: Ежегодник. Под общей ред. Л.А. Сосновского / Вып.2: Вопросы стандартизации. Хроника. Под ред. В.Н. Корешкова. –Гомель: НПО "ТРИБОФАТИКА", 1996. –С.32-36. 11. Сосновский Л. А. О принципах разработки стандарта Беларуси СТБ "Трибофатика. Термины и определения" // Трибофатика-95: Ежегодник. Под общей ред. Л.А. Сосновского / Вып.2: Вопросы стандартизации. Хроника. Под ред. В.Н. Корешкова. –Гомель: НПО "ТРИБОФАТИКА", 1996. –С.8-26. 12. Sosnovskiy L. A., Koreshkov V. N. and Yelovoy O. M. Methods and Machines for Wear-Fatigue Tests of Materials and their Standardization // Proceedings of the World Tribology Congress (London, 8-12 September 1997). –London, 1997. –P.723. 13. Koreshkov V. N. Wear-Fatigue tests methods and their standardization // Proc. of the III International Symposium on Tribo-Fatigue (Beijing, China, October 22-26, 2000). –Beijing: Hunan University Press, 2000. –P.200-203. 14. Сосновский Л.А., Кореш-

ков В.Н. Система стандартов по трибофатике // Вклад вузовской науки в развитие приоритетных направлений производственно-хозяйственной деятельности, разработку экономичных и экологически чистых технологий и прогрессивных методов обучения (Тезисы докладов Международной научно-практической конференции, 21-24 ноября 2000 г.). – Минск: БГПА, 2000. Часть 6. –С.6. 15. Трибофатика. Термины и определения. (Белорусский стандарт СТБ 994-95 и Межгосударственный стандарт ГОСТ 30638-99). – М.: 24 с. 16. Трибофатика. Методы износоусталостных испытаний. Испытания на контактно-механическую усталость (Белорусский стандарт СТБ 994-95 и Межгосударственный стандарт. ГОСТ 30754-2001). – Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2002. – 32 с. 17. Трибофатика. Машины для износоусталостных испытаний. Общие технические требования (Белорусский стандарт СТБ 994-95 и Межгосударственный стандарт ГОСТ 30755-2001). – Мн.: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2002. –8 с. 18. СТБ 1234-2000. Трибофатика. Силовые системы. Статистические показатели качества. – Мн.: Госстандарт, 2000. – 25 с. 19. СТБ 1233-2000. Трибофатика. Методы износоусталостных испытаний. Ускоренные испытания на контактно-механическую усталость. Мн.: Госстандарт, 2000. –8 с. 20. СТП 325-590-2001. Колеса зубчатые. Оценка качества и риска применения материалов в связи с технологией изготовления. Методы оценки (стандарт предприятия). – Гомель: ПО "Гомсельмаш", 2001.

УДК 629.7

А.И. Пекарш, А.Г. Прохоров, В.Ф. Кузьмин, С.Б. Марьин

ВОПРОСЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ КАЧЕСТВА АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ В ПРОИЗВОДСТВЕ САМОЛЕТОВ

*Федеральное государственное унитарное предприятие
«Комсомольское-на-Амуре авиационное
производственное объединение им. Ю.А. Гагарина»
Комсомольск на Амуре, Россия*

Важное место в процессе производства современных самолетов занимают вопросы изготовления аэродинамических поверхностей, которые выполняют многофункциональную задачу: формируют внешний облик самолета, обеспечивают аэродинамическое качество и являются частью силовой конструкции. Качество аэродинамических обводов планера самолета оказывает решающее влияние на боевые, летные и экономичные характеристики современного самолета. Требования, предъявляемые к аэродинамическим поверхностям, постоянно повышаются: снижаются допуски на отклонение от теоретического контура аэродинамических поверхностей, повышаются требования к чистоте поверхности.

В целом аэродинамическая поверхность планера и его качество, как интегральная система, синтезируется в результате многоуровневого процесса различных технологий и видов производства.

На предприятии создана единая система обеспечения качества аэродинамических поверхностей в условиях производства современных самолетов, охватывающая следующие этапы:

а) подготовку и математическое описание аэродинамических поверхностей от-

дельных узлов и агрегатов и соответствующих рабочих поверхностей технологической оснастки;

б) корректировку математических и электронных моделей формообразующих поверхностей оснастки с учетом технологических факторов, сопутствующих реальным процессам пластической деформации при изготовлении обшивок;

в) разработку управляющих программ для станков с ЧПУ с учетом уточненных математических моделей обрабатываемых поверхностей оснастки и деталей;

г) разработку технологии сборки узлов и агрегатов и контроля качества аэродинамических поверхностей.

Основой разработанной системы является бесплазовая (математическая и электронная) увязка форм и размеров планера самолета.

В процессе создания системы повышен технический уровень производства, в том числе:

1. Разработаны и внедрены в производство новые оригинальные кинематические схемы механической обработки сложных поверхностей, которые позволяют использовать относительно дешевые трехкоординатные станки с ЧПУ.

3. Установлены новые закономерности пластического деформирования обшивок, позволяющие рассчитать величину последующего упругого пружинения материала, что позволяет повысить точность изготовления обшивок непосредственно в процессе изготовления.

4. Разработано методологическое обеспечение сборочных работ, включая новые способы и устройства для сборки агрегатов самолета, обеспечивающих повышение точности аэродинамических поверхностей.

5. Разработано методологическое обеспечение контроля аэродинамических обводов на различных этапах производства самолета, включая новые способы и устройства для контроля, что позволило повысить точность контроля и уменьшить его трудоемкость.

6. Предложены рациональные методы фотограмметрии и голографии для контроля геометрических параметров оснастки, а также области использования контрольно-измерительных машин и применение лазерно-измерительных машин для взаимной увязки аэродинамических поверхностей стыкуемых агрегатов.

В целом разработано и внедрено в процесс производства более 20 научно-технических разработок и свыше 40 патентов на изобретения, объединенных одной целью – повышением качества аэродинамических поверхностей.

Внедрение системы обеспечило достижение требуемых показателей качества, в том числе:

- повышение точности изготовления деталей аэродинамических поверхностей и технологической оснастки в 1,5-2 раза;
- повышение точности взаимной увязки размеров и форм в 2-3 раза;
- повышение точности сборки узлов и агрегатов в 1,8-2 раза;
- сокращение доли ручных и доводочных работ до 50%;
- уменьшение трудоемкости изготовления деталей аэродинамических поверхностей на 20-30%.

Разработанная система позволяет управлять качеством формирования аэродинамических обводов на всех стадиях подготовки и производства современного самолета.

Литература. 1. Иванов Ю.Л., Кабалдин Ю.Г., Кузьмин В.Ф. и др. Технологическое обеспечение аэродинамических обводов современного самолета. Под ред. Марьяна Б.Н., Меркулова В.И., Кузьмина В.Ф. М.: Машиностроение-1, 2001. 427 с. 2. Шпорт В.И., Кузьмин В.Ф., Марьян Б.Н. Способ обработки деталей с криволинейными по-

Патент 2169643 РФ МКИ С1 7 В 23 С 3/16. № 99121978/02. Заявл. 27.03.2001. Бюл. №18 3. Кузьмин В.Ф., Марьин С.Б., Пекарш А.И Способы изготовления деталей с криволинейной поверхностью. Патент 2180877 РФ МКИ С1 7 В 23 В 35 00. № 2000107167/02. Заявл. 22.03.2000. Опубл. 27.03.2002. Бюл.

ИДК 621.01.001

П.С. Серенков, В.Д. Микитович

МЕТОДИКА ОБЕСПЕЧЕНИЯ КАЧЕСТВА НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ МЕХАНИЧЕСКОГО ТИПА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

При проработке технического задания на разработку, каждое изделие, в том числе и в машиностроении, характеризуется целым рядом требований, называемых показателями качества изделий.

На рынке современных информационных технологий менеджмента качества в последнее время четко определились два подхода: ON-Line Quality Control, Off-Line Quality Control.

ON-Line Quality Control - подход, предполагающий активное управление качеством уже действующих процессов, при этом в качестве главного инструмента предполагается широкое использование статистических методов.

Off-Line Quality Control предполагает обеспечение качества продукции и процессов еще на этапе разработки и включает три основных стадии: проектирование систем (system design); проектирование параметров (parametr design); проектирование допусков (tolerance design).

Анализ практических наработок показал, что третья стадия Off-Line Quality Control - проектирование допусков или проектирование норм точности (ПНТ)- методически не проработана.

На кафедре «Стандартизация, метрология и информационные системы» была разработана методика, которая содержит алгоритм распределения суммарного допустимого диапазона рассеяния выходного параметра на составляющие изделия. Рационально распределение суммарного допустимого диапазона структурировать его в виде иерархической «пирамиды», изображенной на рис. 1. [2]. Мы назвали процедуру распределения суммарного допустимого диапазона рассеяния выходного параметра качества изделия в соответствии с иерархией структуры изделия процедурой проектирования норм точности.

Проектирование норм точности - это процесс проведения проектировочных расчетов параметрических цепей (в том числе и размерных), в результате которых суммарный диапазон рассеяния каждого из параметров, определяющих работоспособность изделия или его составных частей, оптимально распределяется между всеми составляющими цепей в виде частных диапазонов рассеяния или норм точности. Проектирование норм точности осуществляется на всех стадиях конструирования и призвано решать различные по значимости и сложности задачи.

Всякое сложное изделие можно разделить на такие составные части, при разработке которых имеются существенные различия в методах и принципах конструирования и проектирования норм точности (рис 1).

Изделие (И). Проектирование норм точности изделия на этом уровне сводится к оптимальному распределению заданной в техническом задании неопределенности функционирования рабочего элемента между комплексными неопределенностями функционирования функциональных устройств (исходными данными для анализа функциональных устройств):

$$u(PЭ_{И}) = \sum C_i u(PЭ_{ФУ_i}) \quad (1)$$

Заданный параметр качества $Y \pm U$ распределяется между структурными элементами каждого уровня «пирамиды» в порядке иерархии построения изделия.

Функциональные устройства (ФУ). Функциональные устройства – структурные элементы изделия, выполняющие элементарные преобразования. Для ФУ характерным требованием является не неопределенность положения рабочего элемента функционального устройства (РЭ_{ФУ}) относительно базового элемента функционального устройства (БЭ_{ФУ}), а неопределенность перемещения РЭ_{ФУ} относительно БЭ_{ФУ}. Проектирование норм точности ФУ сводится к распределению неопределенности $u(y_1)$ между конструктивными цепями, входящими в данное функциональное устройство.

Конструктивные цепи (КЦ). Основные структурные элементы замкнутой конструктивной цепи: рабочий (РЭ_{КЦ}), базовый элемент (БЭ_{КЦ}). Структура конструктивной цепи имеет целью ограничить лишние степени свободы рабочих (схемных элементов) конструктивной цепи. Как правило, схемные элементы имеют 1 степень подвижности. Остальные 5 должны быть запрещены. Материально этот запрет и реализуется конструктивными цепями [1, 2]. Функциональной точностью замкнутой конструктивной цепи называется неопределенность положения РЭ_{КЦ} относительно БЭ_{КЦ}. Проектирование норм точности конструктивной цепи сводится к распределению установленной или заданной функциональной точности между показателями функциональной точности соединений и деталей.

Соединения (СД). В каждом соединении можно выделить следующие структурные элементы: рабочий элемент соединения РЭ_{СД}, базовый элемент соединения БЭ_{СД}. Соединяемые детали образуют контактную пару. Функциональная точность соединения деталей определяется неопределенностью положения РЭ_{СД} относительно БЭ_{СД}. Проектирование норм точности соединений сводится к распределению установленной или заданной функциональной точности между показателями функциональной точности детали.

Детали (Д). Первичными элементами изделия (И) и простейшими объектами проектирования норм точности являются детали (Д). Деталь как объект конструирования представляет собой неделимое однородное тело, материал, форма и размеры которого обусловлены назначением [1]. В каждой детали можно выделить три структурных взаимосвязанных элемента: рабочий (РЭ), базовый (БЭ), свободный (СЭ). Функциональная точность деталей определяется неопределенностью положения РЭ относительно БЭ. Проектирование норм точности деталей заключается в распределении заданной комплексной неопределенности функционирования детали между действующими неопределенностями на рабочих, базовых, и свободных элементах.

При распределении показателей качества решаются следующие задачи:

Задача 1. Самой сложной задачей в процессе проектирования норм точности является операция выявления источников действующих неопределенностей. Действующими неопределенностями являются лишь те, которые оказывают влияние на точность рассматриваемого рабочего элемента.

По уровню обобщенности неопределенности параметров можно разделить на: элементарные, которые относятся к деталям (их называют действующими неопределенностями); комплексные, которые относятся к сборочным единицам таким, как рабо-

чие элементы соединений деталей, конструктивных цепей и т.д.

Задача 2. В общем случае коэффициент влияния (КВ) - это некоторая функция, связывающая действующую неопределенность с приведенной (неопределенностью положения РЭ).

Линейная теория точности предполагает действие неопределенностей на результат функционирования РЭ как линейный полином, т.е. через коэффициенты влияния [4]. Существует целый ряд методов: дифференциальный, относительных неопределенностей, преобразования исходной схемы, плана малых перемещений, геометрический, метод фиктивной нагрузки (Ю.В. Любатов), способ плеча и линии действия (Н.А. Калашников) [5, 6].

Задача 3. При проведении анализа изделия на всех уровнях (ФУ, КЦ, СД и Д) возникает вопрос об учете действующих неопределенностей, в частности об их комплексировании (сложении). Существуют различные подходы в зависимости от того, какова природа действующих неопределенностей: случайная или систематическая. Возможны три подхода к сложению действующих неопределенностей различной природы проявления: метод максимума – минимума, вероятностный метод, комбинированный.

В точностных расчетах изделия случайные неопределенности, как правило, задаются в виде интервалов рассеяния полей допусков параметров. На основании этого с помощью вероятностного метода каждый конструктивный параметр (размер, массу, электрические характеристики и т.д.) можно представить следующим образом (по методу академика Бородачева):

$$A_{\Sigma} = A_{\Sigma 0} + M_{\Sigma} \pm \frac{t_{\Sigma}}{2} \quad (2)$$

где: A_{Σ} - интервал значений конструктивного параметра А; $A_{\Sigma 0}$ - номинальное значение конструктивного параметра А; M_{Σ} - математическое ожидание, наиболее вероятное значение среднего отклонения.

Руководство по выражению неопределенностей предлагает представление параметров другим образом:

$$A_i = A_{i0} + U_{\Sigma i} \quad (3)$$

где $U_{\Sigma i}$ - расширенная неопределенность.

$$U_{\Sigma i} = u_{\Sigma i} \cdot k_i \quad (4)$$

где k_i - коэффициент охвата, $u_{\Sigma i}$ - суммарная стандартная неопределенность.

Наиболее удобно представлять результаты измерений как рекомендует Руководство по выражению неопределенностей, но учитывая, что производственные рабочие привыкли к представлению результатов по Бородачеву, то в данной методике, объединили два этих способа представления результатов измерений.

Изложенный подход основан на полной взаимозаменяемости, т.е. априорном обеспечении показателей качества изделий (еще на стадии проектирования). Однако при распределении на различных уровнях иерархической пирамиды параметров качества на составляющие может иметь место следующая ситуация: функциональная точность составляющих настолько мала, что является технологически не достижимой.

Алгоритм декомпозиции
Процесса ПНТ

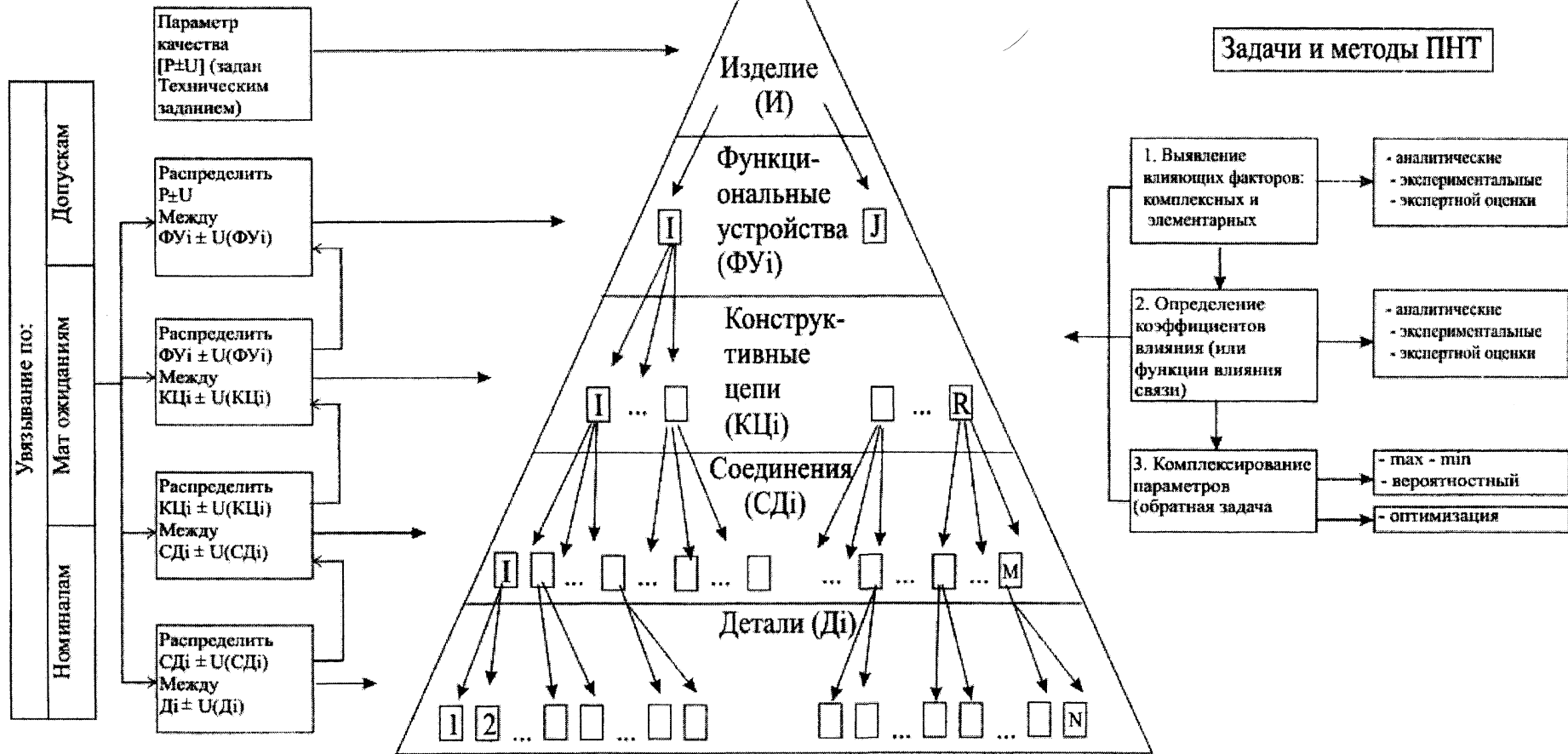


Рис. 1 « Пирамида » развертывания функции качества изделия (QFD) как процедура проектирования норм точности, обеспечивающая соответствие параметров качества заданным требованиям.

Практика создания точных приборов выработала методы и средства, с помощью которых осуществляется компенсация неопределенностей; их подразделяют на группы по двум признакам: по направленности воздействия на компенсируемую неопределенность и по средствам компенсации.

Литература. 1. В. В. Кулагин: "Основы конструирования оптических приборов. Учебное пособие для приборостроительных вузов. - Л.: Машиностроение, 1982-312с. 2. Серенков П.С., Романчук В.М., Гейт К.А., Ракина О.Э., Кушнер И.Б., Кузьмицкая Л.В. Проблемы обеспечения качества изделий на стадии разработки. //Тезисы международной научно-практической конференции «Качество-99» \ Изд-во БелГИСС\ Минск, 1999г.- с.52-55. 3. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. "Расчет допусков размеров." - М.: Машиностроение, 1981 - 189с. 4. В.П. Короткое, Б.А. Тайц. "Основы метрологии и теории точности измерительных устройств." -М.: Издательство стандартов, 1978 -352с. 5. И.А. Грейм. "Элементы проектирования и расчет механизмов приборов." -Л.: Машиностроение, 1972 -216с. 6. А.И. Иванцов. "Основы теории точности измерительных устройств." Учебное пособие для вузов. -М.: Издательство стандартов, 1978. 7. Руководство по выражению неопределенностей измерений. Перевод с английского: ВНИИМ им. Д.И. Менделеева. 8. Справочное руководство к QS 9000 (Quality Sistem Requirement) Statistical Process Control for Chrysler Corporation, Ford Motor SPC Company, Genersl Motor Corporation.

УДК 625.75: 658.562

Н.Н. Червяковская, В.Л. Соломахо

ПРИНЦИП МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОСТИ ПРИ ПОСТРОЕНИИ ПОВЕРОЧНЫХ СИСТЕМ СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЙ

*Белорусский государственный институт метрологии
Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Обеспечение единства измерений в стране достигается путем точного воспроизведения и хранения установленных единиц физических величин посредством эталонов и передачи их размеров применяемым средствам измерений.

Порядок передачи размера единиц физических величин от эталонов к рабочим средствам измерений законодательно установлен в поверочных схемах, утвержденных в виде нормативных документов (государственных стандартов либо методических указаний). По области распространения различают государственные, ведомственные и локальные поверочные схемы.

Располагая утвержденной поверочной схемой для какой-то единицы физической величины, мы можем говорить о формальном решении вопроса метрологического обеспечения определенного вида измерений, так как любая поверочная схема содержит сведения о средствах, методах и точности передачи размера единиц физических величин от эталона к рабочим средствам измерений. Таким образом, ее можно рассматривать как своеобразный «каркас» метрологического обеспечения определенного вида измерений

На практике для метрологического обеспечения определенного вида измерений не достаточно иметь только утвержденную поверочную схему. Практически повероч-

ная схема не дает никакой информации, о методике поверки и представляет собой не что иное как один из возможных вариантов системы передачи размера единиц определенной ФВ, реализованной с помощью конкретных СИ, обеспечивающих необходимую точность.

Для осуществления поверки необходимо найти ответ на два вопроса:

1) каким образом передавать размер единицы физической величины от государственного либо исходного эталона к рабочим средствам измерений, т.е. поверочная схема должна выполнять функцию передачи размера единиц физических величин сверху вниз в системе передачи размера заданной единицы физической величины;

2) как рационально строить систему поверки и осуществлять поверку средств измерений, охваченных данной поверочной схемой, т.е. поверочная схема должна содержать рекомендации, как на основе системы передачи размера единиц, содержащейся в поверочной схеме, строить систему поверки средств измерений.

Поэтому при проведении поверки средств измерений в соответствии с утвержденной поверочной схемой корректнее говорить о “поверочной системе средств измерений”, которая строится на базе системы передачи размера единиц физических величин, приведенной в поверочной схеме.

Итак, под поверочной системой средств измерений мы будем понимать систему по осуществлению поверки определенных видов средств измерений в соответствии с системой передачи размера единицы физических величин, представленной в утвержденных поверочных схемах для данных единиц физических величин.

На основе одной утвержденной поверочной схемы может функционировать несколько поверочных/калибровочных систем для нескольких видов рабочих средств измерений, хранящих и воспроизводящих одну и ту же единицу измерений.

Данное утверждение верно относительно государственных поверочных схем, на основе которых может быть создано несколько поверочных систем, поскольку ряд разных видов средств измерений могут хранить и воспроизводить одну и ту же единицу, для которой утверждена единая поверочная схема. Примером тому могут служить спидометры, тахографы, хранящие и воспроизводящие единицу линейной скорости, которая является производной от единицы частоты, порядок передачи единицы размера которой установлен в ГОСТ 8.129-99 ГСИ и размер единицы для которых передается по одной поверочной схеме, при этом могут использоваться различные поверочные системы. К этой же поверочной схеме «привязаны» и все другие средства измерений, измерительный принцип которых основан на единицах измерений, являющихся производными от единицы времени либо частоты.

На базе локальных поверочных схем, разрабатываемых на отдельных предприятиях для своих нужд в развитие государственных поверочных схем, строится, как правило, одна поверочная система, поскольку локальная поверочная схема конкретизирует порядок передачи размера единицы физической для одного конкретного типа средств измерений.

В процессе функционирования поверочных систем на практике должны решаться вопросы оптимизации существующих поверочных систем либо предварительного оценочного расчета рациональных параметров поверочных систем средств измерений при их разработке.

К поверочной системе средств измерений как к сложной метрологической системе по осуществлению поверки средств измерений должны предъявляться требования по обеспечению необходимого уровня точности передачи размера единицы, а также требования оптимальности организационно-технических и экономических параметров. Таким образом, поверочная система средств измерений разрабатывается на основе принципа многокритериальное™.

Принцип многокритериальное™ формулируется следующим образом: при построении поверочных систем средств измерений необходимо учитывать структурные, точностные, организационно-технические и экономические параметры, необходимые для практического обеспечения единообразия средств измерений и их эффективного функционирования в стране.

К числу основных параметров поверочных систем отнесем следующие параметры, которые по назначению возможно сгруппировать в четыре основных группы: структурные, точностные, организационно-технические и экономические.

К структурным параметрам следует отнести: число ступеней передачи размера единиц физических величин;

к точностным:

- погрешности эталонных средств измерений;
- погрешности методов передачи размера единиц физических величин;
- соотношение погрешностей между соседними ступенями передачи размера;
- вероятность признания годными неисправных средств измерений и вероятность забраковки годных средств измерений.

к организационно-техническим:

- количество эталонных средств измерений на каждой ступени системы передачи единиц физических величин;
- количество средств измерений резервного фонда;
- оптимизация поверочных потоков средств измерений с учетом количества эталонных средств измерений;
- оперативность осуществления поверки в поверочных системах.

к экономическим:

- экономические затраты на создание и функционирование поверочных систем;
- народнохозяйственный эффект от функционирования поверочных систем.

Выбор параметров каждой группы осуществлялся в соответствии с требованиями, предъявляемыми к поверочной системе.

Так, структурные параметры определяют число ступеней передачи размера единицы физической величины для построения оптимальной структуры системы передачи размера единиц физической величины в поверочной/калибровочной системе определенного вида средств измерений.

Точностные параметры отражают необходимые требования к уровню точности передаваемого размера единиц от эталонов к рабочим средствам измерений, которые должна выполнять метрологическая система.

Организационно-технические параметры выделялись в соответствии с таким требованием, предъявляемым к системе: поверочная система должна оперативно осуществлять поверку всего парка рабочих средств измерений, охваченных поверочной схемой, в течение межповерочного интервала.

Экономические параметры характеризуют стоимость создания поверочных систем средств измерений и народнохозяйственный эффект от их функционирования, поскольку целью их создания и внедрения является получение народнохозяйственного эффекта от повышения достоверности и обеспечения единства измерений определенного вида измерений.

Подобный подход к выделению номенклатуры параметров, описывающих поверочную систему средств измерений, является более расширенным и уточненным, чем описываемые в литературных источниках и нормативных документах.

Следующим этапом разработки алгоритма построения поверочных систем на основе принципа многокритериальности, который может быть положен в основу методики построения поверочных систем, является разработка отдельных методик расчета их параметров.

УДК 53.083 (430.1)

Е.Я. Строк, Л.Д. Бельчик, Д.Е. Строк, Т.Л. Александрова

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ПУТЕМ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

*Институт механики и надёжности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Необходимость повышения технического уровня и надежности мобильных машин требует использования принципиально новых подходов к разработке систем управления рабочими процессами. Поэтому при проектировании и отработке опытных образцов систем управления, представляющих собой сложные и дорогостоящие технические объекты, целесообразно применять компьютерное моделирование для проведения исследований [1].

Существенное влияние на качество управления электрогидравлических систем оказывают динамические погрешности, возникающие при измерении параметров регулируемых процессов. Аккумуляция механической, тепловой или электрической энергии в элементах измерительного устройства делает его инерционным. Указанные погрешности проявляются в том, что выходной сигнал измерительного устройства недостаточно быстро отслеживает действительные изменения параметра во времени [2].

Передаточные свойства измерительных устройств определяются либо на основе экспериментальных данных, либо аналитическим путем при принятии упрощающих допущений. В последнем случае выполняется описание устройств дифференциальными уравнениями первого и второго порядков.

Электрогидравлическая система стабилизации давления рабочей жидкости в гидронавесной системе трактора содержит насос постоянной производительности, электрогидравлический регулятор, гидроаккумулятор и датчик давления, гидравлически связанные с силовым гидроцилиндром навесного устройства, а также микропроцессорный контроллер. Входной величиной для датчика давления является изменение воздушного зазора между упругой мембраной и сердечником индуктивного преобразователя, а выходной – электрический сигнал вторичного преобразователя, поступающий в микропроцессорный контроллер для обработки в соответствии с заданным алгоритмом управления.

Задача стабилизации давления рабочей жидкости может быть также решена путем прямого измерения перемещения поршня пружинного гидроаккумулятора посредством индуктивного преобразователя. В этом случае передаточные свойства гидроаккумулятора оказывают влияние на величину динамической погрешности измерительной цепи.

Для определения динамических свойств системы стабилизации давления и сравнения вышеуказанных конструктивных исполнений измерительных цепей по динамическому критерию разработана математическая модель функционирования объекта с

последующей реализацией в среде программирования C++.

Математическое описание предполагает представление объекта в виде суммы конструктивных элементов, а также выбор параметров установившегося режима, действующих возмущений и неизвестных переменных, подлежащих определению; составление дифференциальных уравнений, описывающих несвободное движение элементов определенной массы под действием внешних факторов (давление рабочей жидкости, управляющее воздействие электромагнитов), алгебраических уравнений движения потоков рабочей жидкости, а также нарастания токов с учетом индукции в обмотках электромагнитов и запаздывания в измерительном контуре; составление уравнений связи между неизвестными величинами (уравнения сохранения энергии, неразрывности потока и др.); выбор начальных условий, определяющих положение или состояние системы непосредственно перед началом возмущения; линеаризация дифференциальных и алгебраических уравнений с целью их совместного численного решения; анализ влияния различных параметров на динамические свойства системы (влияние массы, различных упругостей, коэффициентов усиления, демпфирования и других факторов на показатели качества переходных процессов); определение динамических параметров электрогидравлической системы по выбранному критерию.

Мембранный датчик давления при математическом описании электрогидравлической системы стабилизации давления представлен дифференциальным уравнением первого порядка

$$\lambda_{\partial} \frac{dx_{\partial}}{dt} + c_{\partial} x_{\partial} = p f_{\partial} ,$$

где λ_{∂} – коэффициент демпфирования, p – измеряемое давление, c_{∂} и f_{∂} – жесткость и эффективная площадь упругой мембраны, x_{∂} – выходной сигнал.

Численное решение этого уравнения определяется следующим выражением

$$x_{\partial} = \frac{\left(p f_{\partial} + \frac{\lambda_{\partial} x_{\partial 0}}{\Delta t} \right) \frac{1}{c_{\partial}}}{\frac{T}{\Delta t} + 1} ,$$

где $T = \lambda_{\partial} / c_{\partial}$ – постоянная времени, Δt – шаг квантования времени, $x_{\partial 0}$ – значение переменной величины на предыдущем шаге квантования времени.

При измерении давления по перемещению поршня гидроаккумулятора измерительная цепь описывается дифференциальным уравнением второго порядка

$$m \frac{dx_n^2}{dt^2} + \lambda_n \frac{dx_n}{dt} + c_n x_n + |F_{mp}| \operatorname{sgn} \frac{dx_n}{dt} = p f_n ,$$

где m и f_n – масса и площадь поршня гидроаккумулятора, λ_n – коэффициент демпфирования, c_n – жесткость пружины, F_{mp} – сила трения, x_n – выходной сигнал.

Численное решение этого уравнения определяется следующим образом

$$\frac{dx_n}{dt} = \frac{dx_{n0}}{dt} + \frac{\Delta t}{m} \left(p f_n - \lambda_n \frac{dx_{n0}}{dt} - c_n x_n - |F_{mp}| \operatorname{sgn} \frac{dx_{n0}}{dt} \right),$$

$$x_n = x_{n0} + \frac{dx_n}{dt} \Delta t .$$

Динамическая погрешность определяется как разность между входной и выходной величинами в данный момент времени. Для рассматриваемых измерительных цепей имеет место выражение

$$\varepsilon = \bar{p} - \bar{x} .$$

Компьютерное моделирование позволяет проводить исследования динамических процессов с возможностью оперативного ввода исходных данных, а также наглядного

отображения полученных результатов в виде вектора состояния параметров и соответствующих графиков.

Приведенный метод определения динамической погрешности путем компьютерного моделирования позволяет наглядно оценить передаточные свойства измерительных цепей и их влияние на функционирование систем управления.

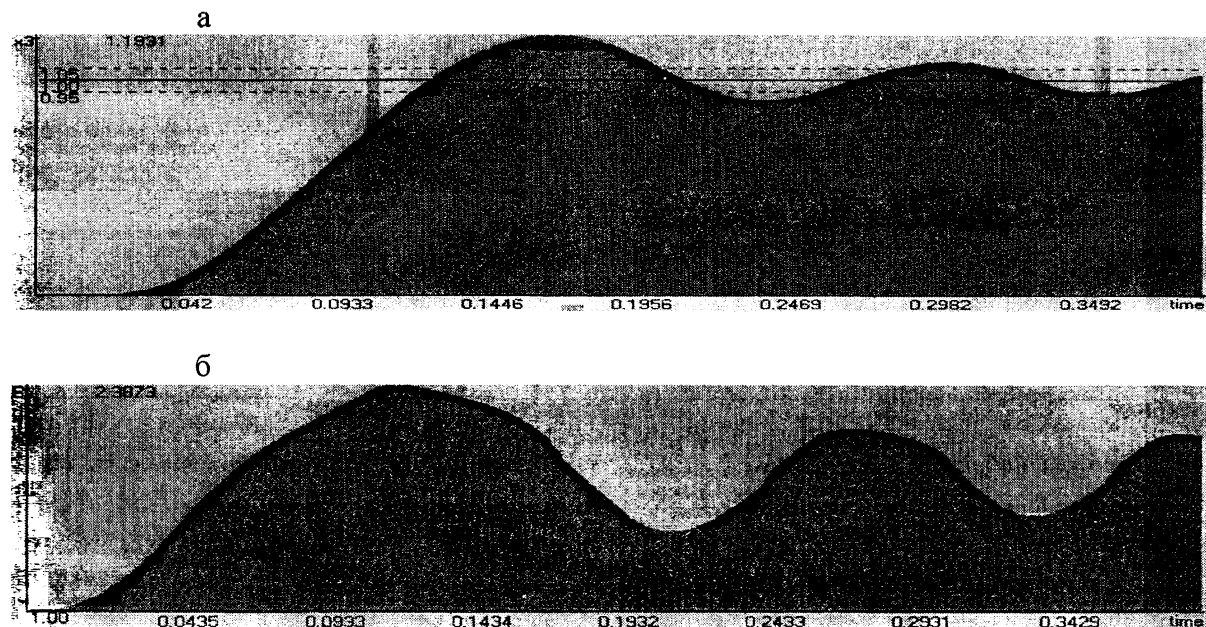


Рис. 1 Динамические характеристики измерительного устройства:
а – переходной процесс при единичном входном сигнале;
б – динамическая погрешность

Литература. 1. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем.: – Мн.: ДизайнПРО, 1997. – 640с. 2. Измерения в промышленности. Справ. изд. Под ред. П.Профоса. пер. с нем.: - М. : Металлургия, 1980. – 648 с.

УДК 539.3

А. Н. Панов

СИСТЕМНОЕ ПЛАНИРОВАНИЕ КАЧЕСТВА, НАДЕЖНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ МАШИН

*Институт надежности и механики машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Целью работы является анализ главных факторов влияния на качество и синтез подхода к системе планирование качества, надежности и безопасности машин и технических систем исходя из новых условий.

В настоящее время существенными (определяющими) факторами, определяющими проблему качества, надежности и безопасности машин являются:

- законодательные ограничения [1], изложенные в виде нормативных документов (стандартов и т.п.);

- требования потребителя и глобальная конкуренция;
- системы менеджмента организации (качества, экологии, рисков и т.п.) [2];
- возможности адаптации организации к изменяющимся условиям (требования среды, бизнес-процессы в организации, цели лидеров и рядовых членов организации) [3];
- гармоничное удовлетворение требований потребителя, собственника, персонала организации, поставщиков, общества в целом [3];
- сокращение запасов ресурсов;
- увеличение рисков техногенных аварий и катастроф.

Советская инженерная школа прямо или косвенно стандартизировала многие пути решения проблемы создания продукции и процессов заданных качества, сроков и цены. Например, порядок разработки и постановки продукции на производство; систему стандартов разработки конструкторской и технологической документации, технологической подготовки производства; комплексную систему управления качеством продукции, а в последние годы отечественная инженерная школа адаптируется к системе сертификации продукции, менеджмента качества и т.п. [1-3]. Необходимо отметить и концептуальные традиции:

- «допусковое мышление» - когда принято считать соответствие требованиям - попадание в границы поля допуска требуемого параметра (например, в документации размер $20 + 0,125$) с вероятностью 99,7 % («концепция шести сигм»);

- планирование продукта – проектирование изделия, планирование процесса - проектирование процесса (обратим внимание на то, что планирование контрольных операций технологического процесса направленных на подтверждение того, за что платит потребитель, описывается в конце технологического процесса без прозрачного обоснования);

- прогнозирование вероятности соответствия установленным требованиям (например, долговечности) в зависимости от важности элемента машины (вероятность отказа 0,999) [4].

Существующий подход (кроме неупомянутых проблем [2,3]) тиражирует продукцию, которая уступает конкурентам. При использовании аналогичных конкурентам «трехэтажных формул» при расчете, оборудования при производстве и т.п. продукция уступает по качеству и цене. При рассмотрении причин возникновения отказов и степени их интенсивности на всех этапах жизненного цикла машин («приработка», «нормальная эксплуатация» и «старение») можно отметить следующие: брак при проектировании и производстве, рассеивание свойств («допусковый»), несоответствующие условия эксплуатации и обслуживания. На наш взгляд решение проблемы вследствие чего возникают отмеченные причины, лежит в нескольких аспектах. В первую очередь в системности [1-3]. В данной работе отметим только следующие аспекты.

Для системного планирования качества, надежности и безопасности машин и технических систем необходимо:

- 1) Функционирование гармоничной системы менеджмента организации (качества, рисков, финансового и т.д.) направленной на удовлетворение требований заинтересованных сторон – потребителя, собственника, персонала, поставщиков, общества в целом [3, 5];

- 2) Рассчитывать затраты на качество деятельности [5];

- 2) Эффективное функционирование системы стандартизации, метрологии и сертификации для удовлетворения заинтересованных сторон [1];

- 3) Рассмотрение планирования качества, надежности и безопасности в рамках жизненного цикла организации, проектов и продукции [3, 5];

КЛАССИФИКАЦИЯ КРИТЕРИЕВ

Значение показателя	Серьезность последствий	Вероятность появления несоответствия			Вероятность не выявления при контроле		Надежность метода доказательств
		Словесное описание	Результаты исследования процесса Срк	Численность значения	Словесное описание	Численные значения	
1	2	3	4	6	7	8	9
10, К	Внезапный отказ связан с угрозой безопасности человека, окружающей среды, нарушение законодательных требований потребителя	Несоответствие неизбежно	0,33	1 и более из 2 (0,5 и более)	Очень высокая вероятность, что несоответствующий продукт появится у потребителя. Отсутствие контроля	0,86...1,0	90%
9	Постепенный отказ связан с угрозой безопасности человека, окружающей среды, нарушение законодательных требований	Очень высокая вероятность появления причины	0,33	1 из 3 (0,1)	Очень незначительная вероятность выявления несоответствия	0,76...0,85	
8	Отказ не связан с безопасностью человека, полная потеря функции продукта	Высокая вероятность появляющихся неисправностей. Основана на предыдущих наблюдениях	0,50	1 из 8 (0,05)	Высокая вероятность того, что несоответствующий продукт достигает потребителя	0,66...0,75	98%

4) Использование гармоничной взаимосвязанной классификации критериев серьезности последствий несоответствий, вероятности появления несоответствий, вероятности выявления при контроле и надежности метода доказательств (см. например, табл.1) при планировании качества, надежности и безопасности;

5) Внедрение концепции планирования качества перед планированием продукта (проектированием) и процесса (разработкой технологического процесса) (см. например, табл.2, 3).

Таблица 2

МАТРИЦА ВЫБОРА ОБЯЗАТЕЛЬНЫХ ВИДОВ КОНТРОЛЯ И АУДИТОВ ОТ СТЕПЕНИ ВАЖНОСТИ ПАРАМЕТРОВ

№ п/п	Вид затрат	Виды контроля, аудитов продуктов, процессов, объем выборки	Степень важности параметров продукции							План реагирования по контролю и аудиту
			Малозначительные		Значительные			Критические		
			1...6		7 или 8		9	10, К		
			Стойкость процесса (5M)							
			Выс.	Низк.	Выс.	Низк.	Выс.	Низк.	—	
			Показатель FMEA							
Низкий	Высокий	Низкий	Высокий	Низкий	Высокий	—				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	П	Проверка годности и настроенности оборудования (n≥5 шт)	-	-	-	+	+	+	+	Повторные настройка и контроль
			Меньше 100% T		Меньше 50% T	C _m , C _{mk} ≥ 1,33			C _m , C _{mk} ≥ 1,67	
2	П	Проверка первых образцов перед и после окончания работы (n≥2шт)	+	+	+	+	+	+	+	Повторные настройка и контроль
			Меньше 20% T							
3	К	Проверка опытной партии (n≥50шт)	+	+	+	+	+	+	+	Повторные настройка и контроль
							C _p , C _{pk} ≥ 1,33	C _p , C _{pk} ≥ 1,67		
4

Примечание:

- T – поле допуска
- C_m, C_{mk} - статистические показатели годности, настроенности оборудования
- C_p, C_{pk} - статистические показатели годности, настроенности процесса

1	2	3	4	6	7	8	9
7	Функционирование продукта на очень низком уровне, потребитель крайне неудовлетворен	Повторяющиеся неисправности	0,67	1 из 20 (0,01)	Метод контроля ненадежен	0,56...0,65	
6	Продукт функционирует, но его эксплуатационные характеристики снижены, что вызывает раздражение у потребителя	Отказы можно ожидать	0,83	1 из 80 (0,005)	Низкая вероятность обнаружения несоответствий	0,46...0,55	99,7 %
5	Продукт функционирует, но удобство использования на низком уровне, потребитель частично неудовлетворен	Случайные отказы	1,00	1 из 400 (0,001)	Умеренная вероятность обнаружения несоответствия	0,36...0,45	
4	Несоответствие отделки продукта Отклонение замечается большинством потребителей	Умеренная вероятность отказа	1,17	1 из 2000 (0,0005)	Умеренно высокая вероятность обнаружения несоответствия	0,26...0,35	99,9 %
3	Несоответствие отделки продукта Отклонение замечает половина потребителей	Возможность отказа связана с методами расчета	1,33	1 из 15000 (0,0001)	Высокая вероятность обнаружения несоответствия	0,16...0,25	
2	Несоответствие отделки продукта Отклонение замечаются только отдельными потребителями	Низкая вероятность отказа	1,50	1 из 150000	Очень высокая вероятность обнаружения несоответствия	0,08...0,15	99,99%
1	Отсутствуют отклонения	Вероятность появления причины крайне мала Отказа в течение времени ожидать не следует	1,67	1 из 150000 (0)	Контроль почти гарантировано выявит несоответствие	0...0,05	

Таблица 3

ПРОГРАММА УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ

<input type="checkbox"/> Прототип		<input checked="" type="checkbox"/> Опытная партия		<input type="checkbox"/> Производство		Контактные имя и телефон Панов А.Н. 245-82-72					Дата (перв.)		Дата (пересмен.)						
Номер программы управления качеством ПАМ7-Г-ВН3201						Основная команда: Панов А.Н. (РП); Матвеев Г.С. (ОГТ); Чухомский А.И. (ОГК); Неверовский В.Э. Комарова Н.В. (ОСК); (ОМ, ИЦ); Щекин О.А. (ОСК); Литяго Д.А. (ОЗ)					Дата тех. согласования потребителем (если требуется)								
Номер части/Уровень последнего изменения ФСПИ.716731.001 без изм.						Дата согласования поставщика/производства					Дата согласования качества потребителем (если требуется)								
Наименование/описание части						Дата других согласований (при необходимости)					Даты других согласований (если требуется)								
Поставщик/участок		Код поставщика				Дата других согласований (при необходимости)					Даты других согласований (если требуется)								
Номер части/процесса	Вязание процесса/описание операции	Производственное оборудование; - Оснастка; - Инструмент; - Измерительные средства	План технического обслуживания, контроля	Защита от несанкционированных действий оператора	Характеристики			Значение показателя			Методика измерения оценки		Методы выборки		Аудит продукта	Специальная маркировка продукта	Метод управления процессом (метод Фрай для маркировки)	План реактрования	Метод анализа данных. Метод архивирования
					Номер	Продукт	Процесс	Специальные характеристики QS 9000	Потребители	Важности "FENOX"	Требование к специализированному оборудованию	Допуск продукта/процесса	Методика измерения оценки	Объем					
		Профилометр Mahr M4DI	Аттестация оборудования; аттестация оснастки; плановое техническое обслуживание	Инструктаж по ТБ; обучение персонала	1	шероховатость сферы			7	(А)	0,16	На основании ГОСТ 19300	125 шт	из партии 1200-3200 шт	—	Ф-4.8-003	Ф-4.10-027	При обнаружении 1-ой дефектной в выборке – бракуется вся партия СТП 4.13, СТП 4.14	
		ШЦ МПУ-ТОУО	То же	То же	2	Ø 32,7 (сферы)			7	(А)	± 0,1	РД 50-98-86	125 шт		—	Ф-4.8-003	Ф-4.10-027		
		3-координатная измер. машина	То же	То же	3	отклонение от сферичности			7	(А)	T 0,02		125 шт		—	Ф-4.8-003	Ф-4.10-027		
		3-координатная измер. машина	То же	То же	4.1	23			7	(А)	± 0,5	РД 50-98-86	125 шт		—	Ф-4.8-003	Ф-4.10-027		
		ШЦ МПУ-ТОУО	То же	То же	4.2	Ø 17			7	(А)	± 0,2	РД 50-98-86	125 шт		—	Ф-4.8-003	Ф-4.10-027		
		3-координатная измер. машина	То же	То же	4.3	конусность			7	(А)	1:8	РД 50-98-86	125 шт		—	Ф-4.8-003	Ф-4.10-027		
		Инструмент для прокатки	Принудительная замена на каждую партию	То же	5	15			10	(А)	+ 0,2	РД 50-98-86, MSA	3 первые + 3 последние детали в партии		—	Ф-4.8-003	Ф-4.5-4.16-037		
		Универс. испытательная машина	Аттестация оборудования; аттестация оснастки; техническое обслуживание	То же	7	относительное удлинение в зоне шейки			10	(А)	≥ 12 %	ГОСТ 1497, MSA	3 обр из партии + стат. регул.	—	Ф-4.8-003	Ф-4.5-4.16-037			
		Испытание на стенде	То же	То же	8	Ударная прочность в зоне шейки			10	(А)	Сохранен целостности	ГОСТ 1497, MSA	3 обр из партии + стат. регул.	—	Ф-4.8-003	Ф-4.5-4.16-037			
		Универс. испытательная машина	То же	То же	9	предел текучести в зоне шейки			10	(А)	≥ 550 МПа	ГОСТ 1497, MSA	3 обр из партии + стат. регул.	—	Ф-4.8-003	Ф-4.5-4.16-037			

АНАЛИЗ ПОТЕНЦИАЛЬНЫХ РИСКОВ НЕСООТВЕТСТВИЙ ПРОДУКЦИИ (НА ПРИМЕРЕ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ)

*Институт надежности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Пусть имеется опытный образец продукции (сборочной единицы) либо лишь его проектная документация. Для простоты примем, что рассматриваемая продукция - объект невозстанавливаемый и контроль его функционирования в эксплуатации не предусмотрен. В проекте технических условий либо в техническом задании нормируется, что данный объект определяет средний ресурс (X_n) и гарантийный срок эксплуатации (x_n) для всей системы, составной частью которой он является. К традиционной информации добавим новые исходные данные, определяемые исходя из требований к системам менеджмента качества и конкурентной экономики [1-4]: величина потерь (в денежном выражении) из-за не достижения качества, затрат на предупреждение (перепроектирование и т.п.) и контроль объекта [15,16]; классификация серьезности последствий для несоответствий на всех уровнях детализации объекта [5, 16]; допустимый показатель FMEA [5] для продукта - [RPN]; количество несоответствий на миллион - [PPM]. Величины параметров, упомянутых в дополнении, могут определяться не только внутренними требованиями предприятия, но и условиями контракта на поставку. Исходя из изложенных выше данных, проиллюстрируем методику прогнозирования показателей надежности на этапе анализа проекта продукции (п. 4.4.6. [1]). Оценку вероятности несоответствия продукции по причинам, возникающим при ее тиражировании в производстве [17] в данной работе не рассматриваем. Идти по пути структурного анализа [15], т. е. оценки вероятности отказа сборочной единицы путем перемножения и (или) сложения вероятностей отказа составных частей с учетом многообразия механизмов повреждения и т. д. [11, 15] – малоперспективно (отсутствие многих исходных данных; сложные зависимости взаимосвязанных процессов; крайняя удаленность результатов от экономических показателей предприятия и продукции; даже в случае оценки вероятности отказа – возврат к исходным данным для поиска слабых звеньев, а затем поиска причин их возникновения; и т. п.).

Предлагается идти по пути – от сложного к простому, разворачивая функции качества, структурированием: конструкции; функций; «дерева дефектов – дерева причин».

В качестве примера реализации рассмотрим объект – несущую конструкцию. Причиной неблагоприятного события является разрушение вследствие усталости, а данные о нагруженности известны. Структура конструкции: узел; соединение с группой крепежа; соединение с единицей крепежа; образец [7]. Функции: компоновка; обеспечение нормальной работы агрегатов, контакта колес с дорогой и т. д. «Дерево дефектов» - снижение жесткости несущей конструкции, элементов и т. п. «Дерево причин» – разрушение несущих элементов, крепежных деталей.

Прогнозирование вероятности появления неблагоприятного события осуществим поэтапно:

1. Оценим характеристики сопротивления конструкции нагружению (характеристики сопротивления усталости) по справочникам [6] либо путем локального моделирования с учетом влияния различных конструкторско-технологических факторов [7].

2. Проанализируем нагруженность:

2.1. Случай I (имеются записи о нагруженности опытного образца в эксплуатации):

а) схематизация методом «потоков дождя» (либо другим) случайных процессов нагружения потенциальных зон зарождения трещин при эксплуатации (на полигоне, стенде) [9, 10];

б) приведение случайных процессов нагружения с переменным коэффициентом асимметрии к эквивалентному по повреждению с постоянным R

при этом используется выражение

$$\sigma_i = \sigma_{ai} + \psi (\sigma_{mi} - \bar{\sigma}_m),$$

где σ_{ai} и σ_{mi} – амплитуда и среднее напряжение i -го цикла случайного процесса; ψ – коэффициент чувствительности асимметрии нагружения; $\bar{\sigma}_m$ – общее значение среднего напряжения;

в) представление полученных процессов в виде вариационных рядов с помощью трехпараметрического уравнения:

$$n_i / (N_{бл} + 1) = \exp [-(\sigma_i^m - A) / B],$$

где $N_{бл}$ – число значений амплитуд σ_i – в полученном ряду; n_i – порядковый номер амплитуды σ_i – в убывающем вариационном ряду; A, B, m – параметры [9].

г) формирование обобщенного блока нагружения учитывающий комплекс эксплуатационных условий.

2.2 Случай II (имеются результаты расчета конструкции, например, методом конечных элементов с соответствующими уточнениями (коэффициент чувствительности КЭ модели и т. п.) [13].

а) формирование обобщенного блока нагружения, учитывающего комплекс расчетных случаев.

Затем повторяются этапы б), в).

3. Рассчитаем циклическую долговечность в циклах, блоках, км пробега и т. д., используя гипотезы суммирования усталостных повреждений: линейную, скорректированную и с учетом снижения предела выносливости [9, 6]

$$N = \sum_{j=1}^{j=q} \left(1 / \sum_{i=1}^{i=k} \beta_i / \Delta N_i \right),$$

где q – число фиксированных значений предела выносливости, k – число повреждающих ступеней напряжения при j -том значении предела выносливости, ΔN_i – разность долговечностей, вычисляемых по уравнению кривой усталости при i -том напряжении в рассматриваемом интервале снижения предела выносливости, β_i – относительная продолжительность действия напряжения σ_i в блоке.

4. Оценим вероятное количество несоответствий (для каждой зоны повреждения). Критерии несоответствия – не достижение заданного среднего ресурса, гарантийной наработки и т. д. При допущении о нормальном распределении и использовании таблиц [12] квантиль нормального распределения

$$U = (X_n - \bar{X}_i) / S_i,$$

где X_n – граничные значения (средний ресурс, гарантийный пробег и т. д.); \bar{X}_i – среднее значение ресурса; S_i – стандартное отклонение.

5. Сравним расчетную величину несоответствий (PPM) с базовой [PPM].

6. Оценим вероятность появления несоответствия в связи с серьезностью возникновения последствий [19]. Для этого используем фактические показатели FMEA – RPN [5] и сравним их с допустимой величиной.

7. На основании анализа потенциальных затрат и потерь [14, 18] примем решение о соответствии конструкции требованиям контракта, о необходимости корректировки (конструк-

торской документации, снижение рассеяния характеристик соответствия деталей путем ужесточения требований к субпоставщикам, резервирование ресурсов на рекламации и т.п.) либо экономической нецелесообразности совершенствования продукции.

Пример реализации. Объект – рама автомобиля, состоящая из несущих элементов и крепежных деталей. По техническим условиям: средний ресурс, $X_H = 800000$ км; гарантийная наработка $x_n = 80000$ км; критерий отказа – необеспечение функционирования закрепленных на раме узлов и агрегатов в заданных ограничениях, причина – разрушение несущих элементов и крепежных деталей; вид нагружения – циклическая нагрузка от заданных условий эксплуатации, приведенная к эквивалентному блоку [13].

Известно: стоимость возврата транспортного средства из-за обнаруженных несоответствий 1200\$; гарантийного ремонта - 1000\$; перепроектирования - 5000\$; потери имиджа (ниши рынка) – 100\$ на каждый несоответствующий автомобиль; серьезность последствий повреждения – С: а) для полки лонжерона $C = 8$, б) для крепежных деталей (заклепок, болтов) $C = 7$; показатель $[PPM] = 2000$; объем выпуска – 10000 автомобилей; показатель $[RPN] = 200$; характеристики сопротивления усталости для зон повреждений несущих элементов и крепежных деталей (болты, заклепки, сварка) и их чувствительность к конструкторско-технологическим факторам (например, остаточным напряжениям от сборки) [6,7,8,9].

В результате прогнозирования по предложенному алгоритму получили для каждой i -той зоны: \bar{X}_i ; S_i ; PPM_i ; RPN_i :

- для полки лонжерона: $\bar{X} = 1100000$ км; $S = 184547$ км; 5,2 % автомобилей не выработает средний ресурс; фактический показатель $RPN = 8 \times 8 \times 10 = 640 > 200$, серьезность последствий - “отказ не связан с безопасностью человека, полная потеря функции продукции”; фактический $PPM = 52000 > 2000$;

- для каждой заклепки (болта), перегрузка которой больше 0%; $X_H = 0\%$ (превышение предела выносливости); $\bar{X} = 128\%$ (перегрузка заклепок [8]); $S = 10\%$; то есть практически все 100% автомобилей при среднем ресурсе будут иметь разрушенный крепеж; $RPN = 7 \times 6 \times 10 = 420 > 200$, серьезность последствий – “функционирование продукции на очень низком уровне, потребитель крайне неудовлетворен”. Фактический PPM стремится к 1000000.

Вероятность отказа несущей конструкции, представленной как независимые последовательно соединенные элементы [15,17], рассчитанная по традиционной методике, составляла бы 0,97, то есть вероятность того, что автомобиль выработает средний ресурс практически близка к нулю, что далеко от реальности.

Поскольку анализ проекта конструкции показал, что требования не выполнены, необходимо принять решение об экономической целесообразности перепроектирования конструкции, либо с несоответствием можно смириться, поскольку величина потерь из-за недостижения качества незначительна. Для нашего примера затраты на перепроектирование составляют 5000\$, а потери имиджа (ниши рынка) $520 \times 100\$ = 52000\$$. Следовательно, экономически целесообразно совершенствовать конструкцию. Указанный алгоритм повторяется до достижения требуемых величин $[RPN]$, $[PPM]$ и оптимального соотношения затрат и потерь, связанных с качеством.

В заключение отметим, что приведенная методика прогнозирования показателей надежности сложных конструкций позволяет: а) оценивать вероятное количество несоответствующей продукции вместо вероятности работы единицы продукции; б) учитывать серьезность возможных последствий от каждого несоответствия; в) достигать отказа системы для несоответствий с высокой степенью серьезности последствий до практически невероятного события и с незначительной степенью серьезности последствий - с высокой вероятностью появления; г) добиваться максимальной удовлетворен-

ности потребителя при заданных ограничениях ресурсов (финансовых, временных, трудовых, информационных); д) создавать системы «равной удовлетворенности потребителя»; е) осуществлять неразрывную связь анализов экономической эффективности предприятия и надежности проекта продукции.

Литература. 1. ISO 9001: 1994. Системы качества. Модель для обеспечения качества при проектировании, разработке, производстве, монтаже и обслуживании. 2. ISO 9004-1: 1994. Общее руководство качеством и элементы системы качества – часть 1: Руководящие указания. 3. Quality System Requirements. QS – 9000 Licensed under Copyright with Ford/, General Motors/ Chrysler - England, 1995. – 100 с. 4. QM – Systemaudit (materielle Produkte) VDA 6 Teil 1/ Verband der Automobilindustrie e/ V. (VDA), 1998. – 137 с. 5. Potential Failure Mode and Effects Analysis (FMEA) Licensed under Copyright with Ford/, General Motors/ Chrysler - England, 1995. - 61 с. 6. Кораев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник – М.: Машиностроение, 1985.–224с. 7. Панов А.Н., Ракицкий А.А., Горбацевич М.И. и др. Прогнозирование ресурса несущих элементов рам автомобилей. Опер.-инф. материалы. - Мн.: ИНДМАШ АН БССР, 1991. 55с. 8. Панов А. Н. Характеристики сопротивления усталости и предельное состояние заклепочных соединений рам транспортных средств //Динамика и прочность автомобиля: Тез. докл. 5-го науч.-техн. совещ. /Акад. наук СССР. Ин-т машиноведения. – М., 1992. – С. 63-65. 9. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин. - Мн.: Наука и техника, 1988. - 166 с. 10. Автоматизированная система ускоренных испытаний автомобильных конструкций. /М.С. Высоцкий, А.А. Ракицкий, М.И. Горбацевич и др. - Мн: Наука и техника, 1989. - 168 с. 11. Альгин В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. – Минск: Навука і тэхніка, 1995. – 256 с. 12. Математические таблицы: Таблицы математической статистики / Большев Л. Н., Смирнов Н. В.. – М.: Наука, 1968. 13. Панов А. Н. Методические основы прогнозирования и нормирования несущей способности сборных рамных конструкций транспортных средств // Динамика и прочность автомобиля: Тез. докл. 7-го междунауч.-техн. совещ. / Рос. акад. наук. Ин-т машиноведения. – М., 1997. – С. 37-38. 14. Панов А. Н. Методологические основы эффективного управления системой качества машиностроительного предприятия // Новости. Стандартизация и сертификация. Инф. сб. – 1998. – №5. – С. 13-18. 15. Хазов Б. Ф., Дидусев Б. А. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования. – М.: Машиностроение. 1986. – 224 с. 16. Надежность и эффективность в технике: Справочник: в 10 т. / Ред. совет: В. С. Авдусевский (пред.) и др. – М. : Машиностроение, 1986. Т.1. 17. Испытания и надежность технических систем / Переверзев Е. С., Даниев Ю. Ф. – Днепропетровск : НАН, НКА Украины; Институт технической механики, 1999. – 224 с. 18. Панов А. Н. Оптимизация затрат на качество // Техника. Экономика. Организация. – 2000. - №1-2. – С. 30-32. 19. Панов А. Н. Выбор, обоснование и нормирование параметров безопасности элементов транспортных средств // Техника. Экономика. Организация. – 1999. - №3. – С. 24-27.

АНАЛИЗ СИСТЕМ ДИАГНОСТИКИ И КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА ТРУБЧАТЫХ КАНАЛОВ МАЛОГО ДИАМЕТРА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В энергетическом и транспортном машиностроении, приборостроении, авиационной и космической технике существует много объектов, имеющих внутренние трубчатые поверхности, которые требуют в процессе производства и эксплуатации систематического контроля. Аналогичные задачи встречаются в медицинской практике, когда возникает необходимость в осмотре внутренних органов человека при установлении диагноза и проверке эффективности лечения. Задачи диагностики и контроля качества трубчатых каналов (особенно малого диаметра) в настоящее время очень актуальны.

Целью работы, проводимой в рамках международного сотрудничества между Белорусским национальным техническим университетом и Техническим университетом Ильменау (Германия) (тема № Т01МС-010 финансируется Белорусским республиканским фондом фундаментальных исследований) является обеспечение возможности исследования и обработки протяженных и извилистых полостей и трубчатых каналов малого диаметра. Это достигается путем создания гаммы малогабаритных самодвижущихся устройств, измерительных систем и микроинструментов, предназначенных для контроля, инспекции и реканализации.

Для решения таких задач традиционно применяют смотровые приборы (эндоскопы) с оптической системой типа микроскоп, построенные на базе волоконной и линзовой оптики.

В связи с тем, что диагностике подвергаются каналы малого диаметра но большой длины, возникает необходимость создания специальных устройств доставки систем диагностики в необходимую зону трубчатого элемента. В настоящее время широко ведутся работы по созданию инспекционных микророботов для проведения контроля внутренних поверхностей трубчатых каналов различного назначения, большой длины. Они способны доставлять в нужном направлении и к требуемому участку системы контроля качества и анализа поверхности, например эндоскопы или другие системы диагностики.

Современный инспекционный микроробот является универсальным прибором, обеспечивающим возможности визуальной диагностики и дефектоскопии внутри закрытого пространства на значительной глубине.

В настоящее время выпускаются четыре основные группы инспекционного оборудования (рис.1).

1. Эндоскопы, позволяющие осуществлять визуальное наблюдение и органолептический контроль через оптическую систему.
2. Видеоэндоскопы, обеспечивающие просмотр эндоскопического изображения на видеомониторе, с возможностью записи и воспроизведения изображения.
3. Микророботы с блоками цифровой обработки информации, предназначенные для инспекционного контроля и преобразования информации.
4. Эндоскопические манипуляторы, позволяющие производить ряд технологических операций, например, разрушать инородные наслоения на стенках каналов.

Инспекционное оборудование производят как с гибкой, так и с жесткой рабочей частью.

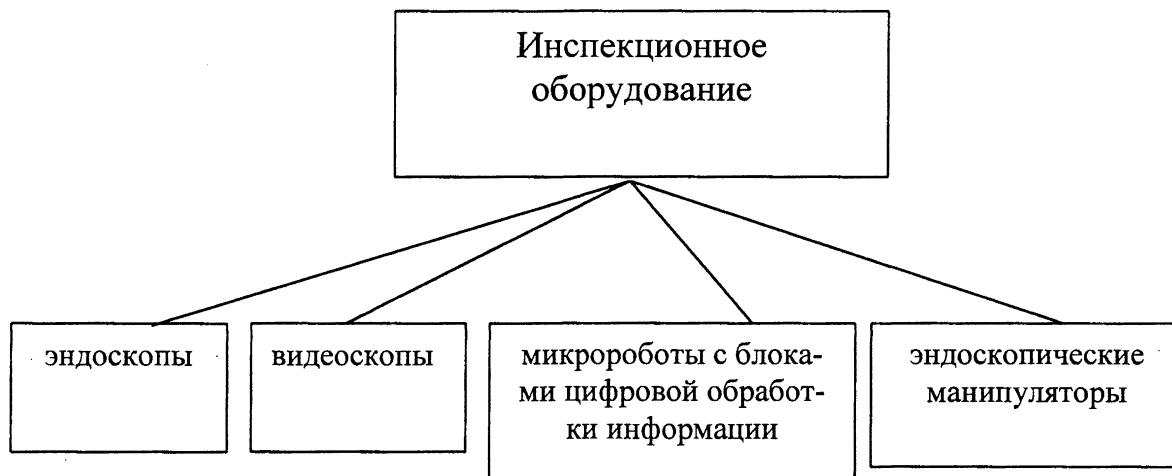


Рис. 1 Основные группы инспекционного оборудования

Основное различие в характеристиках жестких и гибких эндоскопов заключается в методе формирования и передачи изображения. В жестких эндоскопах (бороскопах) используется система из твердотельных линз с многослойным просветлением, в то время как в гибких эндоскопах для передачи изображения применяется либо жгут стекловолокон с так называемой «регулярной» укладкой (у фиброскопов) либо микро-видеокамера, встроенная в дистальную часть (видеоскопы). Длины фиброскопов лежат в диапазоне от 80 см. до 3 м., наружные диаметры - от 0,64 мм до 11 мм, Жесткие бороскопы выпускаются с длинами рабочих частей от 90 мм до 1440 мм. и наружными диаметрами от 1,2 мм до 16 мм.

Описанные в технической литературе устройства для контроля и обработки внутренних поверхностей извилистых трубопроводов и закрытых каналов промышленных устройств имеют повышенный уровень сложности и высокую стоимость.

Известны специальные системы, предназначенные для обнаружения и управляемого устранения окклюзий и отложений в кровеносных сосудах и внутренних органах человека, которые отличаются сравнительно большими габаритами и наличием побочных эффектов, приводящих к отрицательным воздействиям на организм человека. Основными задачами на современном этапе являются создание малогабаритных и безопасных устройств, для чего необходимо использование новых принципов движения.

Научная идея проекта заключается в использовании биологических прототипов для разработки малогабаритных самодвижущихся роботов (микророботов), измерительных систем и технологических микроинструментов позволяет создавать малогабаритные и безопасные для исследуемых объектов устройства, использующие новые принципы движения. Биологические прототипы отличаются низким энергопотреблением и высокой приспособляемостью к форме и размерам инспектируемых объектов.

В результате выполнения проекта будут созданы новые методы контроля извилистых трубчатых каналов малого диаметра, специальные измерительные устройства и технологические микроинструменты, действующие модели микророботов для транспортирования инспекционных и измерительных устройств и технологических инструментов. Научная значимость результатов работы состоит в разработке теоретических основ самодвижущихся микророботов и создание на этой базе новых транспортных систем, работающих в жестко лимитированных условиях (малые размеры сечений, значительная протяженность и непрямолинейность каналов, повышенная повреждаемость стенок каналов).

Полученные результаты могут найти применение при создании новых транспортных систем на базе биологических прототипов, применяемых в медицине, строительстве и эксплуатации трубопроводов.

УДК 620.179

С.В. Болотов

НОВЫЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА СОЕДИНЕНИЙ, ВЫПОЛНЕННЫХ ДУГОВОЙ СВАРКОЙ

*Могилёвский государственный технический университет
Могилёв, Беларусь*

Дуговая сварка получила широкое распространение в машиностроении.

Непровар является одним из наиболее распространённых дефектов сварных швов. Он снижает прочность в зоне сплавления и может быть причиной разрушения соединения в процессе эксплуатации.

Прожег - сквозное проплавление свариваемых элементов конструкций. Он может быть вызван чрезмерным зазором между стыкуемыми кромками или завышенной тепловой мощностью.

Между непроваром и прожегом расположено нормальное проплавление, границы которого оговариваются техническими условиями, правилами, нормами и инструкциями на изготовление изделий.

Глубину проплавления сварных соединений контролируют следующими методами: радиационным, ультразвуковым, тепловым /1/.

Среди магнитных методов контроля глубины проплавления известен магнитографический /2/. Однако его чувствительность не высока.

Предлагается способ регистрации теплового поля от сварочной дуги по характеру распределения в изделии магнитного поля. Для этого сварка производится в намагниченном состоянии. Тепловое поле, взаимодействуя с магнитным, изменяет его первоначальное состояние. Проводя измерения остаточной намагниченности в зоне сварного соединения после сварки, можно определить температуру нагрева изделия в различных точках в процессе сварки. Новый метод контроля получил название магнитно-теплового /3/.

Исследования предлагаемого метода контроля проводили расчётным и экспериментальным путём.

Для проведения экспериментальных исследований использовались образцы из стали Ст.3 толщиной 3,4,6 мм и размерами 100×100, 100×200 мм. Изделия изготавливали для сварки в стык и в тавр. Прихватку и сварку производили полуавтоматом в среде углекислого газа. Намагничивание прихваченных образцов осуществляли с помощью П-образного электромагнита. Измерение остаточной индукции производили специально разработанным магнитометром с помощью устройства для перемещения датчика Холла по поверхности изделия.

Исследования показали, что в зоне, непосредственно прилегающей к сварному шву, тангенциальная составляющая остаточной индукции близка к нулю, затем происходит её плавный рост (рис.1). Причём величина зоны размагничивания зависит от режимов сварки и может использоваться в качестве информативного параметра при оценке качества соединения.

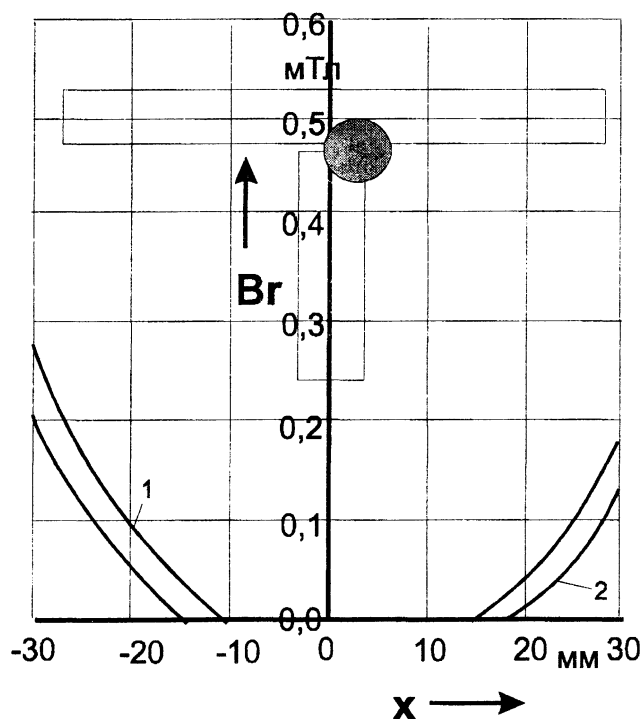


Рис.1- Распределение остаточной индукции по поверхности свариваемых деталей, толщиной 4мм (1-глубина проплавления $h=3$ мм, 2- $h=3,5$ мм)

Установлено, что при сварке стыковых соединений целесообразно токоподвод осуществлять на одну из свариваемых пластин, а измерение остаточной индукции производить на поверхности другой. При сварке таврового соединения токоподвод целесообразно осуществлять к стенке, а измерять остаточную индукцию на внешней поверхности полки.

Расчёт тепловых и остаточных магнитных полей в зоне сварного соединения осуществляли по специально разработанной методике. При этом использовался коммерческий пакет программ COSMOS/M в совокупности с программами, написанными на языке Turbo Pascal.

Результатами расчёта в COSMOS/M являются картины распределения индукции в момент намагничивания прихваченных деталей и тепловых полей при сварке.

Переход к остаточной индукции после сварки осуществляет разработанная программа. Результаты расчета визуализируются в среде COSMOS/M (рис.2).

MAGNETIC Step=10

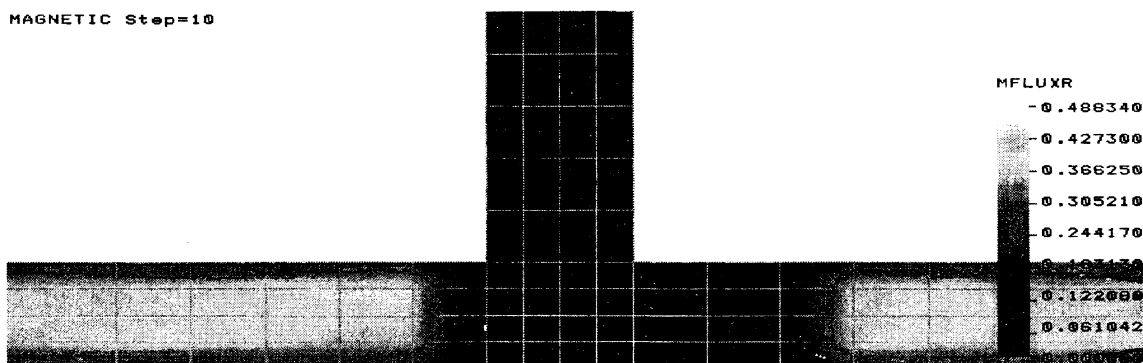


Рис.2- Картина распределения остаточной индукции в тавровом соединении после сварки

В ходе теоретических исследований изучено влияние режимов сварки на глубину проплавления сварного соединения, получены зависимости глубины проплавления от величины зоны размагничивания на поверхности стыковых и тавровых соединений металлов различной толщины.

По результатам экспериментальных исследований получена корреляционная зависимость между исследуемыми параметрами (рис.3). Коэффициенты корреляции для представленных зависимостей не ниже 0,95. Полученные экспериментальные и теоретические зависимости качественно ведут себя одинаково.

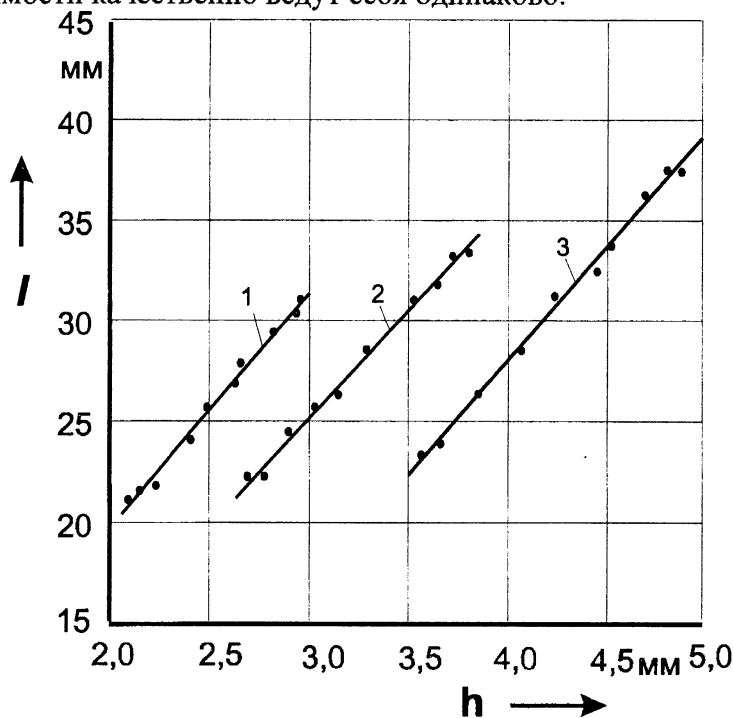


Рис.3- Зависимость величины зоны размагничивания таврового сварного соединения от глубины проплавления (1- толщина свариваемых деталей $\delta=3\text{мм}$, 2- $\delta=4\text{мм}$, 3- $\delta=6\text{мм}$)

Результатом исследований стала разработка методики магнитно-теплого способа контроля глубины проплавления сварных соединений при дуговой сварке, заключающаяся в следующем. После прихватки деталей осуществляется их намагничивание П-образным электромагнитом током 10-15 А. Далее производится сварка на рекомендуемых режимах с токоподводом для стыковых соединений на одной из деталей и тавровых - на стенку. Измерение величины зоны размагничивания производится с помощью специальной установки для снятия величины остаточной индукции. Далее по величине зоны размагничивания на основании полученных зависимостей судят о качестве сварного соединения.

Магнитно-тепловой метод контроля глубины проплавления сварных соединений позволяет сократить трудоёмкость и металлоёмкость при изготовлении сварных конструкций, повысить их надёжность.

Литература. 1. Румянцев С.В., Добромыслов В.А., Борисов О.И., Азаров Н.Т. Неразрушающие методы контроля сварных соединений.-М.: Машиностроение, 1986.-228с. 2. Шарова А.М. Контроль качества сварки магнитографическим методом. -Мн.:Выш.шк., 1979. -120с. 3. Патент Республики Беларусь по заявке №a19980950 от 21.10.98г.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ НА ОСНОВЕ ДРЕВЕСИНЫ ОБЪЕМНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

*Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь*

Современные подшипники скольжения на основе древесины технологичнее в изготовлении и по сравнению с заменяемыми более долговечнее при эксплуатации машин и механизмов. Однако надежность разных серий не равнозначна. Это обусловлено многими факторами (конструктивные особенности, функциональное назначение, режим работы, продолжительность эксплуатационного периода, уровень подготовки обслуживающего персонала и др.)

Для идеальной модели технической эксплуатации (ТЭ) используем принцип равнонадежности ПСС различных серий (рис.), т.е. одинаковость уровня работоспособности. Однако в реальных условиях в силу указанных факторов этот принцип не соблюдается. Восстановить возникающее несоответствие можно с помощью обобщенного показателя.

Согласно [1] общий закон надежности подшипника скольжения на основе древесины в интервале наработки может быть представлен в виде

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t) dt} \quad (1)$$

где $P(t)$ – вероятность безотказной работы ПСС, $\lambda(t)$ – интенсивность его отказов.

После логарифмирования (1) получим

$$\int_0^t \lambda(t) dt = -\ln P(t) \quad (2)$$

В данном уравнении левая часть выражает функцию ресурса ПСС $R(t)$, выработанного за его эксплуатационный период t . Исходя из этого, функция его ресурса за межремонтный период ($t_{\text{мрп}}$) будет выражаться как $R(t_{\text{мрп}})$. В информационном и термодинамическом смысле она представляет собой энтропию S состояния ПСС и может быть использована в качестве меры уменьшения его запаса надежности, другими словами, $R(t_{\text{мрп}})$ эквивалентна S . Для функции $R(t)$ характерны следующие свойства: максимальное значение достигается к моменту разрушения ПСС, т.е. к моменту выработки его ресурса, заложенного на начальном этапе «жизненного» цикла, и поэтому эта функция подчиняется второму закону термодинамики, в соответствии с которым может рассматриваться как мера необратимых процессов (изнашивание) и явлений (термические, влажностные), ведущих к расходованию ресурса (запаса) надежности элемента.

Исходя из этого, процесс расходования ресурса ПСС в пределах его $t_{\text{мрп}}$ может быть разделен на три этапа. В начальный период эксплуатации ПСС обладает наибольшим ресурсом, его надежность максимальна, а, следовательно, энтропия близка к нулю (S_0). По мере увеличения наработки (второй этап эксплуатации) расходование ресурса возрастает, происходит снижение его надежности и, как следствие, возрастает энтропия, приобретая промежуточное значение ($S_{\text{пр}}$). На третьем этапе происходит исчерпание ресурса, ПСС обладает минимальной надежностью, при этом его энтропия достигает максимального значения (S_{max}), а вероятность безотказной работы приближается к нулю.

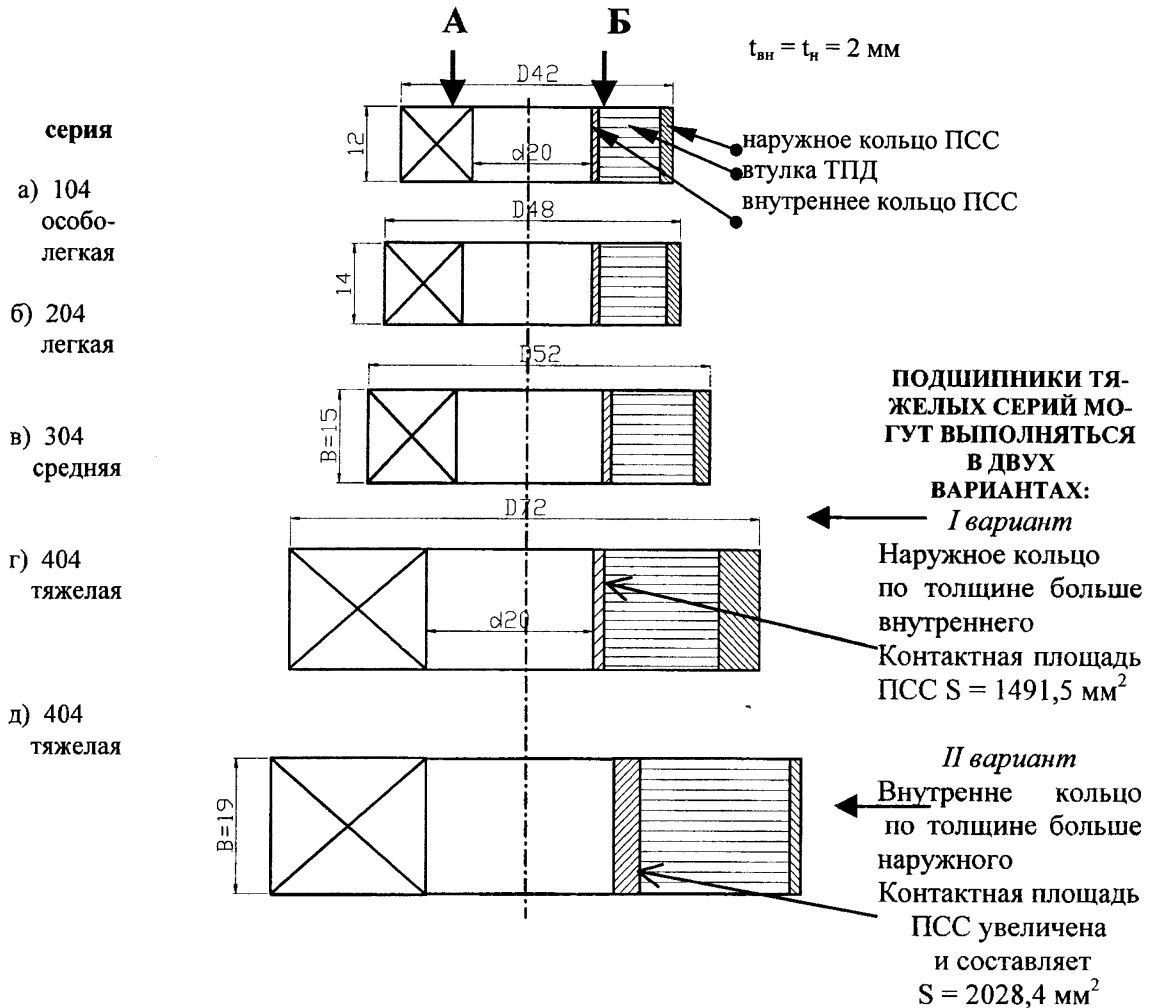


Рисунок. Подшипники качения (А) и скольжения на основе древесины ТПД (Б) различных серий

Дальнейшая эксплуатация ПСС без проведения ремонтно-восстановительных работ может привести к прекращению эксплуатации узла трения машины или механизма. Таким образом, в пределах $t_{\text{мрп}}$ подшипника его энтропия изменяется в пределах $S_0 < S_{\text{пр}} < S_{\text{max}}$. На основании сказанного можно записать

$$ds/dt = k\lambda(t) \quad (3)$$

где k – константа, связанная с выбором единиц измерения.

Отсюда следует, что интенсивность отказов может быть представлена как мера скорости изменения энтропии подшипника.

Интенсивность отказов $\lambda(t)$ является одним из основных показателей функциональной надежности подшипника, удовлетворяющая условию

$$\lambda(t) \leq \lambda^*; t \in [0; T], \quad (4)$$

где λ^* – предельно допустимая (назначенная) интенсивность отказов; T – назначенный ресурс или срок службы.

Оценка $\lambda(t)$ на основе эксплуатационной информации затруднительна. Проще определить параметр потока отказов $\varpi(t)$. Так как подшипники скольжения можно восстановить, то совокупность отказов подшипников представляется как простейший поток, характеризующийся свойствами ординарности, стационарности и отсутствия последствия.

С точки зрения стационарности предполагается, что вероятность отказов подшипников в рассматриваемом промежутке времени зависит от величины этого промежутка и не зависит от его расположения по оси времени. Сущность свойства как отсутствие последействия заключается в том, что вероятность наступления отказов ПСС в течение рассматриваемого промежутка времени не зависит от того, сколько было отказов и как они распределялись до этого промежутка времени. Это условие свидетельствует о том, что отказы являются событиями случайными и независимыми. Под ординарностью понимается невозможность вероятности совмещения двух и более отказов ПСС в один момент времени.

Свойство ординарности, стационарности и отсутствия последействия записываются в виде математических выражений:

$$\omega(t) = \lambda_{мг}(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{P(t, \Delta t)}{\Delta t}, \quad (5)$$

$$P_n(r, t) = P_n(0, 1) = P_n(t), \quad (6)$$

$$P_n(r, t|A) = P_n(r, t) \quad (7)$$

где $\lambda_{мг}$ – мгновенная интенсивность потока отказов ПСС; $r, t; 0, t$ – локальные значения наработки; $P_n(r, t)$ – вероятность появления отказа ПСС в пределах наработки r, t ; $P_n(r, t|A)$ – условная вероятность наступления n отказов ПСС в заданном интервале наработки.

Для случая простейшего потока отказов со свойствами, указанными выше, будем иметь

$$\omega(t) = \lambda(t). \quad (8)$$

Исходя из этого численное значение $R(t_{мрп})$ будет определяться по формуле:

$$R(t_{мрп}) = \int_0^{t_{мрп}} \omega(t) dt. \quad (9)$$

На отдельных этапах эксплуатации ПСС в пределах $t_{мрп}$ функция $R(t)$ может быть выражена аналогичным образом. Например для этапа приработки t_0 и периода основной работы ПСС $t_{ор}$ будем иметь

$$R(t_{np}) = \int_0^{t_{np}} \omega(t) dt, \quad (10)$$

$$R(t_{op}) = \int_{t_{np}}^{t_{op}} \omega(t) dt. \quad (11)$$

Вид подынтегральной функции $\omega(t)$ конкретного подшипника может быть получен путем проведения статистического эксперимента. Для нахождения интегралов R могут быть использованы методы численного интегрирования (интегрирование по формуле Симпсона, упрощенное интегрирование по формуле Симпсона, интегрирование таблично заданной функции по формуле Симпсона и интегрирование таблично заданной функции по формуле трапеций).

Величина $R(t_{мрп})$, эквивалентная площади, ограниченной линией распределения $\omega(t)$ в пределах $t_{мрп}$ с физической точки зрения представляется среднее количество отказов ПСС, произошедшее в пределах этой наработки, а обратная ей – обобщенный показатель функциональной надежности $R_{\omega}^{мрп} = \frac{1}{R(t_{мрп})}$.

В соответствие с (9) и использованием метода интегрирования таблично заданной функции $\omega(t)$ по формуле Симпсона были сделаны расчеты для конкретных серий

подшипников (легкая, средняя, тяжелая) в пределах одинаковой наработки $t = 15 \cdot 10^3$ ч. Результаты расчетов представлены в табл. 1.

Таблица 1. Численные показатели обобщенного показателя функциональной надежности подшипников

Серия подшипников	Показатель функциональной надежности, $R_{\omega}^{(t)}$
Особо легкая	0,816
Легкая	0,692
Средняя	0,575
Тяжелая	0,288

Анализ приведенной информации свидетельствует о различном уровне функциональной надежности подшипников различных серий. Величина несоответствия по комплексам между максимальным и минимальным значением составляет 0,528. Минимальное значение $R_{\omega}^{(t)}$ имеют подшипники тяжелых серий ($R_{\omega}^{(t)} = 0,288$), а максимальное ($R_{\omega}^{(t)} \approx 0,82$) – особо легкой серии. Таким образом, подшипники серий с показателем функциональной надежности больше 0,5 обладают высокой степенью надежности в сравнении с тяжелой серией.

В соответствие с (10) и (11) для приработочного и стабилизированного режимов работы подшипников и использованием метода интегрирования таблично заданной функции $\omega(t)$ по формуле Симпсона были произведены расчеты для конкретных подшипников: ПСС-205, ПСС-308 и ПСС-410. При этом рассматривался одинаковый предел изменения наработки $t_{\text{прп}} = 15000$ ч. Результаты расчетов представлены в табл. 2.

Таблица 2. Соотношение критериев функциональной надежности и наработок подшипников различных серий в приработочном и стабилизированном режимах

Подшипник	Режим работы подшипника		Соотношения:	
	приработочный R_{ω}^{np}	Стабилизированный R_{ω}^{cm}	$R_{\omega}^{np} / R_{\omega}^{cm}$	$t_{\text{прп}} / t_{\text{ст}}$
ПСС-205	0,72	0,69	1,04	0,25
ПСС-308	0,65	0,57	1,14	0,25
ПСС-410	0,55	0,3	1,8	0,18

Анализ полученной информации свидетельствует о неравнозначности работоспособности подшипников в приработочном и стабилизированном режимах. Такая же тенденция сохраняется и у аналогичных по серии подшипниках. Обобщенный показатель функциональной надежности подшипников независимо от режима определяется двумя факторами: наработкой и параметром потока отказов. При $t = \text{const}$ по величине R_{ω} можно судить об интенсивности потока отказов для конкретного подшипника и производить сравнительную оценку качества: технологического изготовления отдельных партий и серий ПСС, проведения сдаточных испытаний, выполнения монтажных работ и соблюдения инструкций изготовителя в период ТЭ.

Установлено, что для приработочного режима ПСС характерны постепенные отказы. Они являются следствием нарушения технологи изготовления и монтажа, а также несоблюдением инструкций ТЭ. Величина R_{ω}^{np} для ПСС при работе в таком режиме зависит от качества выполнения сборочных операций при изготовлении и ошибок при монтаже, поэтому по величине R_{ω}^{np} можно косвенно судить об уровне функциональной надежности подшипника и качества монтажа. Продолжительность приработочного ре-

жима подшипника обуславливается микрогеометрией сопряженных поверхностей, их шероховатостью, погрешностью взаимного расположения сопряженных и смежных деталей вследствие старения.

Внезапные отказы являются преобладающими при работе подшипника в стабилизированном режиме. Характерная их особенность (в отличие от постепенных) – они могут возникнуть неожиданно из-за случайных факторов и предупредить их приближение трудно, учитывая, что при переходе от прирабочного к стабилизированному режиму в узлах трения остаются подшипники с более высоким уровнем функциональной надежности и большим энергетическим запасом. Исходя из этого величина $R_{\omega}^{cm} > R_{\omega}^{np}$. Следовательно, по соотношению $R_{\omega}^{np} / R_{\omega}^{cm}$ можно судить о совершенстве конструкции ПСС, качестве изготовления и тщательности соблюдения режимов ТЭ. Зависимость здесь такова: чем меньше это соотношение, тем совершеннее конструкция подшипника, выше качество технологических процессов его изготовления и более тщательно проведены стендовые испытания.

Таким образом, при условии простейшего потока отказов предлагаемые обобщенные показатели позволяют провести сравнительную оценку функциональной надежности подшипника в прирабочном и стабилизированном режимах, а получаемая информация представляет практический интерес для производителей, эксплуатирующих машины и механизмы.

Литература. 1. Врублевская В.И., Врублевский В.Б., Невзорова А.Б. Износостойкие самосмазывающиеся антифрикционные материалы и узлы трения из них. – Гомель. 2000. – 324 с. 2. Проников А.Т. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДОВ МАШИН

12 декабря 2002 г., 10.00 – 13.00
1-й учебный корпус БНТУ
аудитория 204

Руководители секции:

Скойбеда А.Т. – д.т.н., профессор

Альгин В.Б. – д.т.н., профессор

Курмаз Л.В. – к.т.н., доцент

Секретарь: Баханович А.Г. – к.т.н.,

УДК 629.113-585.2

Л.Г. Красневский

ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЖИВУЧЕСТИ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСМИССИЯМИ СПЕЦИАЛЬНЫХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

*Научный центр проблем механики машин НАН Беларуси,
Минск, Республика Беларусь*

Неотъемлемым элементом технического прогресса человечества является стремительное развитие мобильности. Этот процесс привел в последние десятилетия к появлению целого ряда уникальных мобильных машин, таких как сверхтяжелые карьерные автомобили-самосвалы общим весом до 500 и более тонн, высокоманевренные боевые колесные и гусеничные машины, специальные многоосные полноприводные колесные автомобили особо большой грузоподъемности. К последним относятся специальные подвижные установки (ПУ) на шасси автомобилей МАЗ-547 грузоподъемностью до 60 т [1]. К надежности такой техники предъявляются повышенные требования. При их создании наиболее важным критерием является живучесть, которая превагирует над критерием "стоимость-эффективность" [2]. Повышенная живучесть, в свою очередь, определяется мобильностью и надежной маскировкой ПУ, лишаящими противника информации о ее местонахождении и возможности принятия мер по ее ликвидации. Критерий мобильности включает в себя понятия стратегической, оперативной и тактической мобильности. Два последних подразумевают способность ПУ преодолевать своим ходом большие расстояния с высокой средней скоростью и маневрирование

на местности. Далее, важнейшим критерием является степень ее автономности. Будущее за ПУ, обладающими полной автономностью, практически не ограниченной во времени (месяц и более) [2].

Очевидно, что приведенные выше критерии предъявляют жесткие требования к конструкции большинства агрегатов и систем управления таких ПУ. Следует отметить, что эти проблемы до последнего времени практически не рассматривались в многотиражной технической литературе. В данной статье рассматривается живучесть одной из важнейших систем, обеспечивающих подвижность и маневренность ПУ – системы дистанционного командного и автоматического управления и защиты трансмиссии – на основе опыта ее разработки для автомобиля МА3-547.

Очевидно, что для ПУ, как и для других машин ответственного назначения, приспособленных к работе в экстремальных условиях (высокая или низкая температура воздуха, горы, пески, снега, малонаселенная местность, возможность боевого воздействия противника), либо особо опасных для окружающих ввиду больших габаритов и массы, подвижность и маневренность означают возможность произвольного и ничем не ограниченного движения передним и задним ходом. Под живучестью соответствующих систем управления трансмиссией нами было предложено [3] понимать сохранение возможности включения водителем хотя бы по одной из ступеней переднего и заднего хода, а также нейтрали при возникновении одиночных отказов в системе.

К настоящему времени этот принцип общепризнан и в большей или меньшей степени выполняется в электронно-гидравлических системах автоматических трансмиссий легковых автомобилей. Однако трудность его выполнения в упомянутой ПУ была обусловлена большим расстоянием между пультом управления в кабине водителя и трансмиссией – гидромеханической передачей (ГМП), а также большими деформациями рамы многоосного шасси при движении по грунтовым дорогам и пересеченной местности. Это исключало возможность применения механического привода. В результате была разработана электрогидравлическая система управления ГМП, включающая в себя основной электрогидравлический привод дистанционного командного (ручного) управления, гидравлический автомат, а также гидравлическое устройство защиты от включения первой ступени и заднего хода при движении со скоростью выше допустимой и устройство аварийного управления [3], [4], [1]. Система построена по двухкаскадной (пилотной) схеме. Основными элементами пилотного каскада являются унифицированные пилотные электромагнитные клапаны с двухшаровым затвором и пилотные гидравлические золотниковые клапаны автоматического переключения ступеней оригинальной конструкции. Силовой каскад выполнен в виде исполнительного механизма с набором золотниковых двухпозиционных распределителей, управляемых упомянутыми электромагнитными клапанами либо гидравлическим автоматом либо аварийным устройством через согласующие гидравлические логические элементы ИЛИ с шариковыми затворами.

Теоретический анализ показал, что в системах такого типа могут возникать опасные отказы, способные не только лишить машину маневренности, подвижности, но и вызвать аварийные ситуации. При переходе от гидравлических к электронным автоматам ситуация усугубляется, т.к. последние, являясь весьма сложными устройствами, также не являются абсолютно надежными.

Эти предсказания впоследствии были подтверждены практикой массовой эксплуатации зарубежных легковых автомобилей с мехатронными системами управления ГМП (при том, что в них, как правило, сохраняется механический привод ручного управления).

В процессе создания рассматриваемой системы управления нами были разработаны общие методы синтеза, базирующиеся на идеях и методах кибернетики [3]. До-

казано, в частности, что для любой многоступенчатой трансмиссии можно построить такую структурную схему исполнительного механизма (силового каскада), которая исключает возникновение аварийных ситуаций и сохраняет маневренность машины при любых типовых одиночных отказах, т.е. парирует опасные отказы и гарантирует наперед заданную живучесть системы в целом при названных условиях.

Описанный выше метод относится к числу структурных методов обеспечения надежности. Наряду с этим, как видно из приведенного описания общей структуры системы, она содержит в пилотном каскаде три параллельно включенных устройства (ручное основное, автомат, ручное аварийное), т.е. фактически на уровне данного каскада является троированной.

Дополнительно в случае перехода к электронному автомату управления целесообразно в ответственных системах (для машин данного типа) сохранить гидравлический автомат для защиты от опасных отказов электронного (например, вызванных мощными электромагнитными импульсами), а также для использования в качестве дублирующего в случае выхода из строя электронного. Способ совмещения характеристик обоих автоматов для этих случаев предложен нами в [5].

Таким образом, в мехатронном исполнении система дистанционного управления ГМП, обладающая приемлемой живучестью, должна иметь "безопасный" исполнительный механизм и квадрированный пилотный каскад.

Литература. 1.Труханов В.М. Справочник по надежности специальных подвижных установок.– М.: Машиностроение, 1997.– 200с. 2.Труханов В.М. Сложные технические системы типа подвижных установок. Разработка и организация производства. – М.: Машиностроение, 1993. – 336с. 3.Красневский Л.Г. Управление гидромеханическими многоступенчатыми передачами мобильных машин.– Мн.: Наука и техника, 1990. – 256с. 4. А.с. 653 148 СССР МКИ² В 60 К 41/06. Гидромеханическая трансмиссия транспортного средства Красневский Л.Г., Шейнкер И.Г., Меленцевич В.П. и др. 1979. 5. А.с. 1 463 537 СССР МКИ⁴ В 60 К 41/06. Система автоматического управления трансмиссией транспортного средства /Красневский Л.Г. 1989.

I.A. Bostan V.M Dulgheru

THE ELABORATION OF MULTIPLE PRECESSIONAL GEAR THEORY AND MODERN MANUFACTURING TECHNOLOGY

Technical University of Moldova

ABSTRACT *The engineering complex study of the triad "gear-technology-transmission" has permitted to elaborate a new type of precessional transmissions with multicouple gear. In this paper, the authors present the mathematic model of the multicouple gear. A computer program for doing this it is also elaborated. It is shown a block-scheme of the algorithm of the program modules including the calculus modalities exposed in the paper.*

Keywords: *Precessional transmission, multicouple gear.*

1. INTRODUCTION

The diversity of beneficiaries' requirements concern mechanical transmissions is reduced, specially, to the increase of reliability, efficiency and to the decrease of mass and dimensions. It becomes more and more difficult to satisfy the mentioned requirements by updating partially the traditional transmissions. This problem can be solved by using new types of mechanical transmissions-planetary precessional transmissions.

The engineering complex study of the triad "gear-technology-transmission" has permitted to elaborate a new type of precessional transmissions with multicouple gear, which, from the technological point of view can be manufactured via a new method of conical teeth with convex-concave profile processing.

The specific character of sphere-spatial (precessional motions of the precessional transmissions pinion makes impossible the utilisation of teeth classical involute profiles. This fact requires the elaboration of new profiles adequate to the sphere-spatial motion of pinion which would ensure high performances to the precessional transmission. Carrying out on the principle of the transfer function continuity and gear based on the principles of the transfer function continuity and gear multiplicity which aims to:

- the elaboration of the gear mathematics model with account of the peculiarities;
- the analytical description of teeth profiles by a system of parametric equations on spherical surface and normal teeth section for inner and plane gear;
- the determination by CAD of geometrical and cinematic parameters influence of the gear upon the teeth profiles shape and the justification of their rational limits of variation;
- the elaboration of the theoretical basis evaluation of teeth gear multiplicity in precessional transmissions;
- the definition of area of gear multiplicity existence by 100% teeth couples.

The production of non-standard teeth profiles requires a new manufacturing technology. In the complexity of problem "gear-synthesis-profile study- manufacturing" an important role plays the elaboration of efficient methods of teeth manufacturing which ensures a maximum productivity and reduced cost while satisfying the requirements related to the gear with precessional motion. To solve this problem the following has been done:

- we elaborated the mathematics model of teeth generation which shows the interaction of teeth in precessional gear;
- we investigated the kinematics of the mechanism of method realisation for teeth generating;
- we determined the trajectory of the tool motion and the wrapping of the generating surface family of it by using the computer;
- we elaborated and manufactured from metal milling and tooth grinding tools, inclusively their longitudinal modification.

Constructions peculiarities and high multiplicity of gear create favourable premises for the improvement of precessional transmissions kinematics accuracy. Within these activities we elaborated:

- theoretical basis for the identification of kinematics error generated by various primary error (frontal and radial knocking), on the basis of error independent action principle by fulfilling computer assisted mathematics experiment;
- compensation method for manufacturing and assembling errors;
- method of determination of probable limit error for precessional reducers with account of the stochastic character of manufacturing and assembling errors.

Special attention was paid to precessional reducers experimental research. For this purpose two laboratories were set up: 1) for mechanical tests and; 2) working technology for gear wheels. The laboratories are equipped with stands for testing and with control and modern measuring devices.

Know-how in the elaboration of the multicouple precessional gear, manufacturing technology and control methods, and a range of precessional transmission diagrams belong to research team from the Technical University of Moldova. During the last 20 years the team patented about 125 inventions.

2. ANALYTICAL DESCRIPTION OF THE TEETH PROFILES

The engineering complex study of the triad "gear-technology-transmission" has permitted to elaborate a new type of precessional transmissions with multicouple gear, which, from the technological point of view can be manufactured via a new method of conical teeth with convex-concave profile processing.

In precessional transmission the gear wheel produces sphere-spatial motion round a fixed point. As mentioned the literature (Bostan, 1992), that the body, which produces spherical motion, has three degrees of freedom. As a rule, in theoretical mechanics, the position of the body, which produces precessional motion, is determined by Euler angles. In this case, the mobile system of co-ordinates $OX_1Y_1Z_1$ is

bound rigidly with the gear wheel, as origins of the system of co-ordinates the immobile point O (centre of precession) being chosen (figure 1). This system of co-ordinates produces jointly with the gear wheel spherical motion related to the immobile system of coordinates $OXYZ$. Analytical relationship between the co-ordinates of gear wheel points, shown in the mobile $OX_1Y_1Z_1$ and immobile $OXYZ$ system of co-ordinates, was obtained analysis of the two pinion positions - initial one, when the system of coordinates axis coincide, and final one, when the axis are removed (displaced).

By expressing vectors $\vec{i}_1, \vec{j}_1, \vec{k}_1$ via basic vectors $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ of the immobile system of coordinates $OXYZ$ we obtain

$$\begin{aligned} \vec{i}_1 &= \vec{i} \cos \psi + \vec{j} \sin \psi, \\ \vec{j}_1 &= -\vec{i} \sin \psi + \vec{j} \cos \psi, \quad \vec{k}_1 = \vec{k} \end{aligned} \quad (1)$$

The second rotation is produced at angle θ ($0 \leq \theta \leq \pi$) round joint lines, after which the unit vector $\vec{i}_1, \vec{j}_1, \vec{k}_1$ will move into directions $\vec{i}_1'', \vec{j}_1'', \vec{k}_1''$ (respectively, they coincide with the directions of axis OX'', OY'', OZ''), at the same time vector \vec{k}_1'' , which coincide with vector \vec{k}_1 , defines the position of axis OZ_1 in final position. By expressing vectors $\vec{i}_1'', \vec{j}_1'', \vec{k}_1''$ via $\vec{i}_1, \vec{j}_1, \vec{k}_1$ we obtain

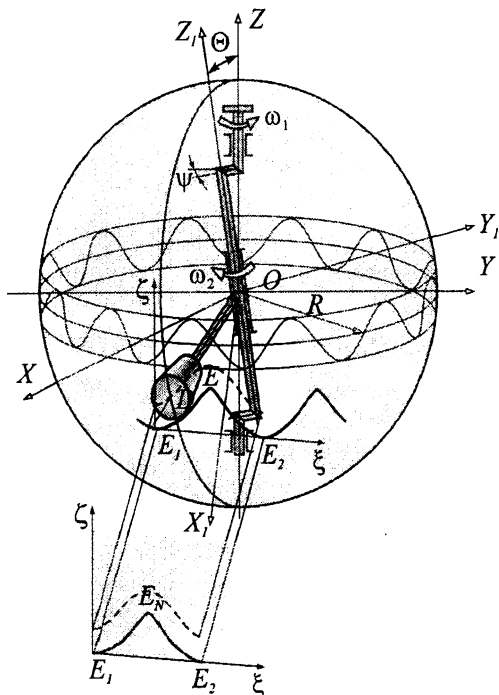


Fig.1. Profile teeth's determination.

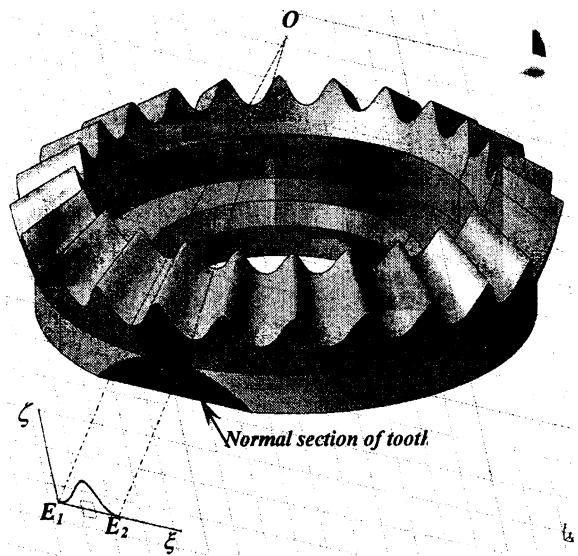


Fig. 3.

$$\begin{aligned}\bar{i}_1 &= \bar{i}_1; \\ \bar{j}_1 &= -\bar{j}_1 \cos \theta + \bar{k}_1 \sin \theta; \\ \bar{k}_1 &= -\bar{j}_1 \sin \theta + \bar{k}_1 \cos \theta.\end{aligned}\quad (2)$$

By operating matrix theory, transition from gear wheel point coordinates is produced (for example, of the roller centre D), given in the mobile system of coordinates $OX_1Y_1Z_1$ to the coordinates of the same points in the immobile system $OXYZ$. After some modifications we obtain

$$\begin{aligned}X_o &= R \cos \delta [-\cos \psi \sin(Z_1/Z_2) + \sin \psi \cos(Z_1 \psi/Z_2)] - \\ &- R \sin \delta \sin \psi \sin \theta; \\ Y_o &= -R \cos \delta [\sin \psi \sin(Z_1/Z_2) + \cos \psi \cos(Z_1 \psi/Z_2)] - \\ &- R \sin \delta \cos \psi \sin \theta; \\ Z_o &= -R \cos \delta \cos(Z_1 \psi/Z_2) \sin \theta - R \sin \delta \cos \theta\end{aligned}\quad (3)$$

Point D moves at the spherical surface by radius R with its centre in the precessional centre O (figure 1). Being familiar with the trajectory of roller centre motion, the position of the contact point by central wheel tooth is determined, which family in a precessional cycle represent the shape of the wheel tooth (Bostan, 1992). After some modifications we obtain

$$\begin{aligned}\xi &= X_e^* \cos \frac{\pi}{Z_1} + [R_o \cos(\delta + \beta) + Y_e^*] \sin \frac{\pi}{Z_1}; \\ \zeta &= X_e^* \sin \psi \sin \frac{\pi}{Z_1} - [R_o \cos(\delta + \beta) + \\ &+ Y_e^* \cos \frac{\pi}{Z_1} + [R_o \sin(\delta + \beta) + Z_e^*] \cos \psi.\end{aligned}\quad (4)$$

were

$$\begin{aligned}\sin \gamma &= \operatorname{tg}(\delta + \beta) \sqrt{\cos^2 \frac{\pi}{Z_1} + \operatorname{tg}^2(\delta + \beta)}; \\ \cos \gamma &= \cos \frac{\pi}{Z_1} \sqrt{\cos^2 \frac{\pi}{Z_1} + \operatorname{tg}^2(\delta + \beta)}.\end{aligned}\quad 2$$

In figure 2 the profillograms of teeth, obtained for the various geometrical parameters of gear are shown. The analyses of profillograms demonstrate the lever and direction of influence upon the angle of conical axoid δ , medium radius of well R_m , rollers radius R , conical angle of rollers β and correlation between number of teeth Z_1 and Z_2

3. GEAR MANUFACTURING TECHNOLOGY

3.1. Kinematics of the realizing mechanism for the teeth generating method

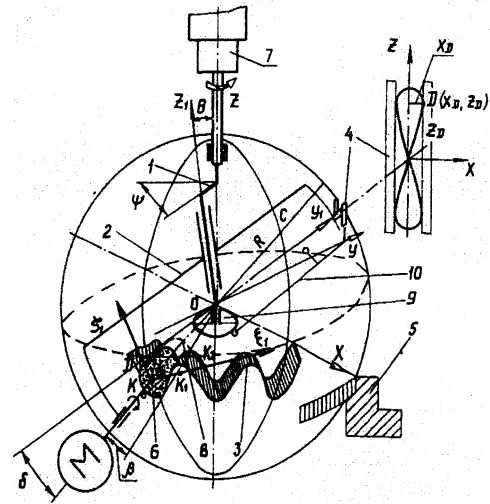


Fig.3. Spatial scheme of the realizing for the Teeth processing method by rolling using precessional tool.

To realise the method of teeth processing (Bostan and Babaian, 1990,a; Bostan, Dulgheru, 1990) we have elaborated the mechanism (figure 3). In the elaborated mechanism the node, which involves the tool into precessional motion, is fixed not to rotate round the common axis of the principal shaft - semiproduct shaft with a binding mechanism.

The constructive execution of the tool binding mechanism with the shaft ensures the continuity of the transmission function $\omega_1/\omega_3 = \text{const.}$ and is determined by the motion trajectory of point C which belongs to the movable part. Setting up the position function of the binding mechanism and the motion equation of the generating wheel and using the matrix device for transferring from the movable system of coordinates $X_1Y_1Z_1$ to the immovable one $OXYZ$, we determined the coordinates of point C

$$\begin{aligned}X^c &= R^c (1 - \cos \theta) \cos \psi \sin \psi; \\ Y^c &= R^c (\sin \psi + \cos \theta \cos \psi);\end{aligned}\quad (5)$$

These equations (5) represent the parametric equations of the supporting surface of the binding mechanisms, inserted in the device. The shape of this device ensures the

continuity of the transmission ratio of the cinematic chain to the spindle axis-semiproduct shaft.

3.2. Determination of the tool motion trajectory

For the angle of the conical axoid of the teeth wheel $\delta = 0$ the equation of tool motion are identical to the equation (4), having only opposite values. In the case of toothed wheels processing with an angle of the conical axoid $\delta > 0$ the centre of the tool will have the co-ordinates in the movable system $OX_1Y_1Z_1$

$$X_{1D} = 0; Y_{1D} = -R \cos \delta; Z_{1D} = -R \sin \delta.$$

Then the equation of tool motion in the immovable system of coordinates $OXYZ$ will be

$$\begin{aligned} X_s &= -R_v \cos(1 - \cos \theta) \cos \psi \sin \psi - R_v \sin \delta \sin \psi; \\ Y_s &= -R_v \cos \delta (\sin^2 \psi - \cos \theta \cos^2 \psi) + R_v \sin \delta \cos \psi; \\ Z_s &= -R_v \cos \delta \cos \psi - R_v \sin \delta. \end{aligned} \quad (6)$$

The motion trajectory of point D (curve 1, figure 2) for $\delta = 0$ presents a symmetrically closed curve related to the big axis whose shape changes according to the angle value of conical axoid δ . Curve 2 (figure 2) presents the motion trajectory of tool's centre in the movable system of coordinates $OX_1Y_1Z_1$.

3.3. Determination of the family wrapping of tool surfaces

Tooth profile of the processed wheel represents the family wrapping of the generating contour profiles of the tool. The wrapping is determined by the equations of the working surface of the generating tool and by the relative motion parameters while wrapping.

To make easier the determination of wrapping we pass to the tool centre co-ordinates in the movable system of coordinates, bound to the semiproduct

$$\begin{aligned} \bar{X} &= X_D \cos \psi_3 + Y_D \sin \psi_3; \\ \bar{Y} &= -X_D \sin \psi_3 + Y_D \cos \psi_3; \\ \bar{Z} &= Z_D. \end{aligned} \quad (7)$$

where $\bar{X}_D, \bar{Y}_D, \bar{Z}_D$ are the coordinates of the tool centre in the movable system of coordinates; $\psi_3 = \psi/i$ is the rotation angle of the semiproduct; U - is the transmission ra-

tio of the cinematic chain "principal shaft - semiproduct". The equations (7) define the motion trajectory of tool centre, evaluated on the sphere. Then we determined the equation of wrapping on the sphere (figure 5).

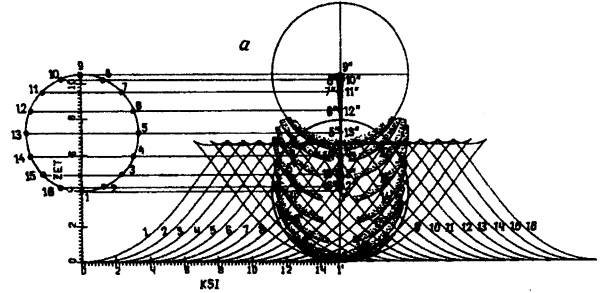


Fig. 5. The family wrapping of tool surfaces. The analyses of profilograms demonstrate the lever and direction of influence upon the angle of tool insertion δ by the rotation axis of the semiproduct, tool radius R and transmission ratio i of the cinematic chain "principal shaft - semiproduct" on processed tooth profile.

References. 1. BOSTAN, I. Precessional transmissions with multicouple gear. Chişinău, 1992, 356p. 2. BOSTAN, I., BABAIAŢI, I. "Precessional gear-engagement" / Patent RU nr. 1455094 (patent MD 560), 1990. 3. BOSTAN, I., DULGHERU, V., GRIGORAŞ, Ş. Planetary, precessional and harmonic transmissions, Bucureşti - Chişinău, 1997, 402p. 4. BOSTAN, I., BABAIAŢI, I. Wheel tooth machining method of precessional gear / Patent RU nr. 1663857 (patent MD 549), 1990. 5. BOSTAN, I., DULGHERU, V. "Method of bevel gear pumping and device for its realization" / Patent RU nr. 1758941 (patent MD 549), 1990.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ИССЛЕДОВАНИЯ КИНЕТОСТАТИКИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПРЕЦЕССИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

Технический Университет Молдовы
Кишинев, Молдова

Abstract: The problem of reducing the gabarits, mass and the price of the actual kinematical mechanical transmissions is especially important. In the article there are presented investigations regarding the constructive and technological optimization of planetary precessional kinematical transmissions, recommendations regarding the selection of plastic materials for the toothed wheels from the precessional gear with nonstandard teeth profile.

Ключевые слова: Кинематика, прецессионная передача, редукторы, малые габариты.

1. Введение

Одна из самых важных проблем в области машиностроения на сегодняшний день является снижение габаритов, массы и себестоимости механических передач. В решении этой проблемы очень важную роль имеют планетарно – прецессионные передачи, разработанные на кафедре «Теория механизмов и детали машин» Технического Университета Молдовы. До настоящего времени исследования проводились только в области силовых передач, где использовано многопарное зацепление зуб – ролик (рис. 1). Силовой прецессионный редуктор состоит из кривошипного вала 1, на котором свободно установлен сателлитный блок 2 с двумя роликowymi венцами 3 и 4, которые взаимодействуют с неподвижным зубчатым колесом 5 и, соответственно, с подвижным зубчатым колесом 6, связанное с ведомым валом 7. Вращательное движение ведомого вада превращается в прецессионное движение сателлитного блока 2 при помощи кривошипного вала 1. В результате зацепления зубьев центральных колес с роликами венцов сателлитного блока (между зубьями зацепляемых венцов существует соотношение $z_5 = z_3 \pm 1$, и $z_6 = z_4 \pm 1$) ведомый вал 7 будет вращаться с редукцией

$$i = - \frac{z_3 \cdot z_6}{z_5 \cdot z_4 - z_3 \cdot z_6} \quad (1)$$

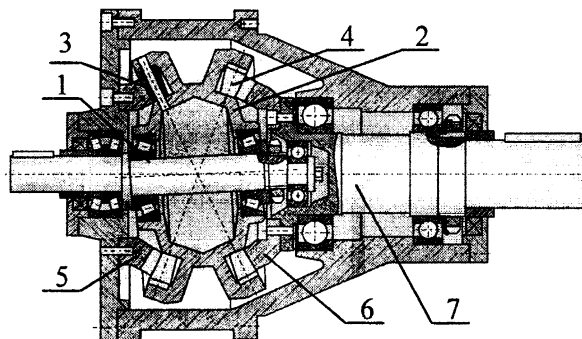


Рис. 1.

Принимая во внимание постоянно растущая потребность в кинематических механизмах (для автомобилей, роботов, точной механики) на кафедре была разработана гамма планетарно – прецессионных кинематических передач. В отличие от силовых планетарно – прецессионных редукторов, где контакт осуществляется через зуб – ролик (трение скольжения заменено на трение качения), в кинематических планетарно – прецессионных передачах зацепление осуществляется посредством пары зуб – зуб. Сателлитный блок изготовлен целиком вместе с двумя зубчатыми венцами 3 и 4. Центральные зубчатые колеса и сателлитный блок изготавливаются литьем из пластмасс. В зацеплении присутствует трение скольжения (рис. 2).

Одна из самых острых проблем в изучении кинематических планетарно – прецессионных передач является определение силовых потерь в зацеплении. Для определения потерь мощности в зацеплении необходимо определить скорость скольжения между зубьями.

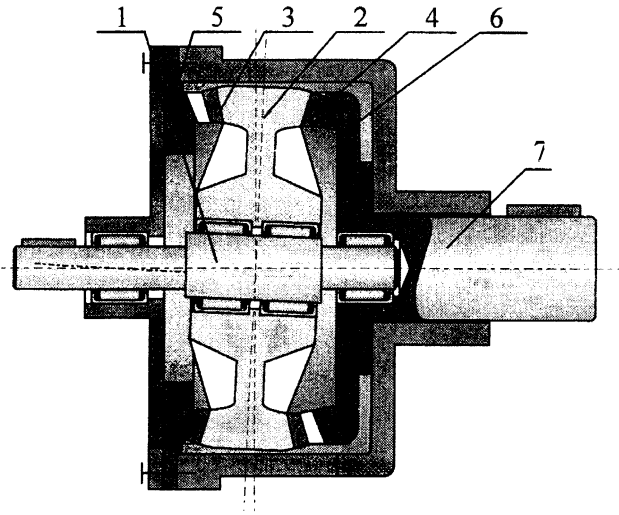


Рис.2.

2. Теоретические основы для определения скорости скольжения в зацеплении

Для выявления формул определения скорости скольжения в зацеплении «зуб – зуб» необходимы некоторые обозначения.

Угол вращения кривошипного вала

$$\psi = \psi_i = (i-1)^\circ, \quad (2)$$

$$\text{где: } i = 1 \div \left(360 \frac{Z_2}{Z_1} + 1 \right).$$

Окружная скорость

$$\dot{\psi} = n\pi/30 \quad (\text{s}^{-1}), \quad (3)$$

где n – в об/мин.

В соответствии с уравнением (2) координаты центра кривизны D зубьев сателлита будут определяться формулами:

$$x_D = R \{ \cos \delta [-\cos \psi \sin(z_1 \psi / z_2) + \sin \psi \times \\ \times \cos(z_1 \psi / z_2) \cos \theta] - \sin \delta \sin \theta \sin \psi \}; \quad (4)$$

$$y_D = -R \{ \cos \delta [\sin \psi \sin(z_1 \psi / z_2) + \cos \psi \times \\ \times \cos(z_1 \psi / z_2) \cos \theta] - \sin \delta \sin \theta \cos \psi \}; \quad (5)$$

$$z_D = -R \{ \cos \delta \sin \theta \cos(z_1 \psi / z_2) + \sin \delta \cos \theta \}. \quad (6)$$

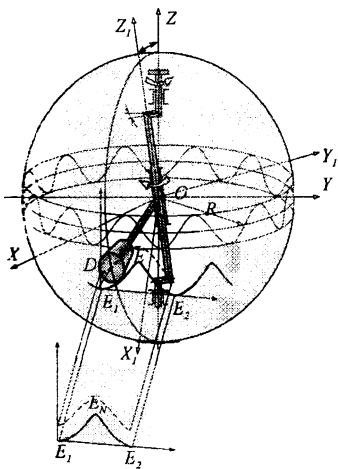


Рис.3

Первая производная от полученных координат точки D представляют скорость точки D .

$$\dot{x}_D = \dot{\psi} R \left\{ \cos \delta \left[\left(1 - \frac{z_1}{z_2} \cos \theta \right) \sin \psi \sin(z_1 \psi / z_2) + \left(\cos \theta - \frac{z_1}{z_2} \right) \cos \psi \cos(z_1 \psi / z_2) \right] - \sin \delta \sin \theta \cos \psi \right\}; \quad (7)$$

$$\dot{y}_D = \dot{\psi} R \left\{ -\cos \delta \left[\left(1 - \frac{z_1}{z_2} \cos \theta \right) \cos \psi \sin(z_1 \psi / z_2) + \left(\frac{z_1}{z_2} - \cos \theta \right) \sin \psi \cos(z_1 \psi / z_2) \right] - \sin \delta \sin \theta \sin \psi \right\}; \quad (8)$$

$$\dot{z}_D = \dot{\psi} R \frac{z_1}{z_2} \cos \delta \sin \theta \sin(z_1 \psi / z_2). \quad (9)$$

Вторая производная декартовых координат точки D представляют ускорение точки D .

$$\ddot{r}_D = \frac{\ddot{x}_D}{\dot{\psi}} \dot{\psi} + \dot{\psi}^2 R \left\{ \cos \delta \left[\cos \psi \sin(z_1 \psi / z_2) \times \left(1 - 2 \frac{z_1}{z_2} \cos \theta + \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 \right) + \sin \psi \cos(z_1 \psi / z_2) \times \right. \right.$$

$$\times \left[-\cos\theta + 2\frac{z_1}{z_2} - \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2 \cos\theta \right] + \sin\delta \sin\theta \sin\psi \}; \quad (10)$$

$$\ddot{y}_D = \frac{\dot{y}_D}{\dot{\psi}} \ddot{\psi} + \dot{\psi}^2 R \left\{ \cos\delta \left[\sin\psi \sin(z_1\psi/z_2) \times \left(1 - 2\frac{z_1}{z_2} \cos\theta + \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2 \right) - \cos\psi \cos(z_1\psi/z_2) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left[-\cos\theta + 2\frac{z_1}{z_2} - \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2 \cos\theta \right] \right] - \sin\delta \sin\theta \cos\psi \right\}; \quad (11)$$

$$\ddot{z}_D = \frac{\dot{z}_D}{\dot{\psi}} \ddot{\psi} + \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2 \dot{\psi}^2 R \cos\delta \cos(z_1\psi/z_2) \sin\theta. \quad (12)$$

Для упрощения полученных формул осуществляются следующие обозначения:

$$P_1 = \dot{x}_D y_D - x_D \dot{y}_D;$$

$$P_2 = \dot{y}_D z_D - y_D \dot{z}_D;$$

$$P_3 = \dot{z}_D x_D - z_D \dot{x}_D.$$

и

$$Q = \sqrt{R^2 \cos^2 \beta (P_2 \dot{y}_D - P_3 \dot{x}_D)^2 - \\ - [R^2 \cos^2 \beta (\dot{x}_D^2 + \dot{y}_D^2) - P_1^2 (P_1^2 + P_2^2 + P_3^2)]}. \quad (13)$$

Профиль зуба зубчатого колеса представляет собой кривую, равноудаленную от траектории точки D . Координаты точки E , описывающие поверхность зубьев, следующие:

$$z_E = \frac{R^2 \cos \beta (P_2 \dot{y}_D - P_3 \dot{x}_D) - R \cdot Q}{P_1^2 + P_2^2 + P_3^2}; \quad (14)$$

$$x_E = \frac{P_2}{P_1} z_E - \frac{R^2 \cos \beta}{P_1} \dot{y}_D; \quad (15)$$

$$y_E = \frac{P_3}{P_1} z_E - \frac{R^2 \cos \beta}{P_1} \dot{x}_D. \quad (16)$$

Скорость точки E по координате z будет:

$$\dot{z}_E = \dot{z}_{E1} \cdot P_{11} + \dot{z}_{E2} \cdot P_{21} + \dot{z}_{E3} \cdot P_{31} + \dot{z}_{EX} \cdot \ddot{x}_D + \dot{z}_{EY} \cdot \ddot{y}_D \quad (17)$$

где:

$$P_{11} = \ddot{x}_D y_D - x_D \ddot{y}_D;$$

$$P_{21} = \ddot{y}_D z_D - y_D \ddot{z}_D;$$

$$P_{31} = \ddot{z}_D x_D - z_D \ddot{x}_D.$$

Для определения составляющих скорости по координатам x и y необходимо определить координаты точки E профиля зуба по оси z в 3 позициях, которые охватывают полный цикл прецессии.

$$z_{E1} = \frac{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2) \frac{P_1 R}{Q} [R^2 \cos^2 \beta (\dot{x}_D^2 + \dot{y}_D^2) - \\ - 2 P_1 [R^2 \cos \beta (P_2 \dot{y}_D - P_3 \dot{x}_D) - R Q]]}{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2)^2} \quad (18)$$

$$\bar{z}_{E2} = \frac{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2) \left\{ R^2 \dot{y}_D \cos \beta - \frac{R}{Q} [R^2 \cos^2 \beta \times \right. \\ \left. \times (P_2 \dot{y}_D - P_3 \dot{x}_D) \dot{y}_D - P_2 (R^2 \cos^2 \beta (\dot{x}_D^2 + \dot{y}_D^2) - P_1^2) \right\} - \frac{[R^2 \cos \beta (P_2 \dot{y}_D - P_3 \dot{x}_D) - RQ] 2P_2}{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2)^2}}{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2)^2}; \quad (19)$$

$$\bar{z}_{E3} = \frac{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2) \left\{ -R^2 \dot{y}_D \cos \beta \cdot \dot{x}_D - \frac{R}{Q} \right\} \times \left[-R^2 \cos^2 \beta (P_2 \dot{y}_D - P_3 \dot{x}_D) \dot{x}_D - P_3 (R^2 \cos^2 \beta (\dot{x}_D^2 + \dot{y}_D^2) - P_1^2) \right] - \\ - \frac{[R^2 \cos \beta (P_2 \dot{y}_D - P_3 \dot{x}_D) - RQ] 2P_3}{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2)^2}}{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2)^2}. \quad (20)$$

Координаты точки E по осям x и y будут следующими:

$$z_{Ex} = \frac{-P_3 R^2 \cos \beta + \frac{R^3 \cos^2 \beta}{Q} [P_2 P_3 \dot{y}_D + (P_1^2 + P_2^2) \dot{x}_D]}{P_1^2 + P_2^2 + P_3^2}; \quad (21)$$

$$z_{Ey} = \frac{-P_3 R^2 \cos \beta + \frac{R^3 \cos^2 \beta}{Q} [P_2 P_3 \dot{x}_D + (P_1^2 + P_2^2) \dot{y}_D]}{P_1^2 + P_2^2 + P_3^2}. \quad (22)$$

Для определения скорости точки E по координате x необходимо определить: координаты точек E_1 и E_2 по оси x .

$$x_{E1} = -\frac{1}{P_1^2} (P_2 z_E - R^2 \dot{y}_D \cos \beta); \quad (23)$$

$$x_{E2} = \frac{z_E}{P_1}. \quad (24)$$

координаты точки E по оси y и z .

$$x_{Ey} = -\frac{R^2 \cos \beta}{P_1}; \quad (25)$$

$$x_{Ez} = \frac{P_2}{P_1}. \quad (26)$$

В финале получаем формулу определения скорости точки E по координате x :

$$\dot{x}_E = x_{E1} \cdot P_{11} + x_{E2} \cdot P_{21} + x_{Ey} \cdot \dot{y}_D + x_{Ez} \cdot \dot{z}_E. \quad (27)$$

В аналогичном порядке поступаем и в случае определения скорости точки E по координате y :

$$y_{E1} = -\frac{1}{P_1^2} (P_3 z_E - R^2 \dot{x}_D \cos \beta); \quad (28)$$

$$y_{E3} = \frac{z_E}{P_1}; \quad (29)$$

$$y_{Ez} = \frac{P_3}{P_1}; \quad (30)$$

$$y_{Ex} = \frac{R^2 \cos \beta}{P_1}; \quad (31)$$

$$\dot{y}_E = y_{E1} \cdot P_{11} + y_{E3} \cdot P_{31} + y_{Ez} \cdot \dot{z}_E + y_{Ex} \cdot \dot{x}_D. \quad (32)$$

На основе полученных формул получаем зависимость для определения скорости скольжения точки E .

$$V_E = \sqrt{\dot{X}_E^2 + \dot{Y}_E^2 + \dot{Z}_E^2}. \quad (33)$$

На основе полученных формул была разработана программа и выполнены ряд вычислений, которые позволили определить скорости скольжения в зацеплении кинематических планетарно – прецессионных передач с разными геометрическими параметрами (фиг. 4 и 5).

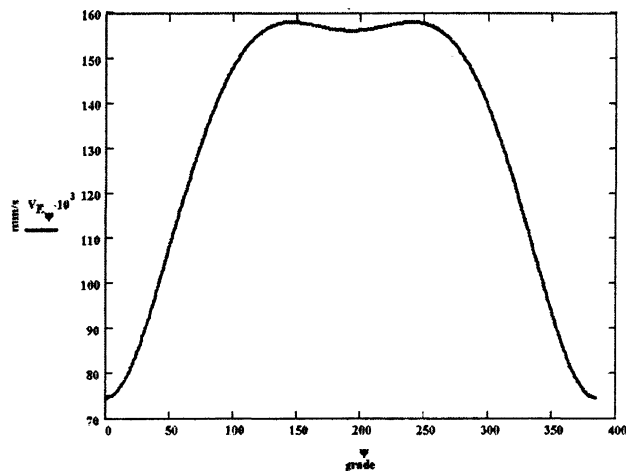


Рис.4.

где $Z_1=Z_2-1$; $Z_1=15$; $Z_2=16$; $\delta=22.5^\circ$; $\beta=4^\circ$; $\theta=2.5^\circ$; $R_c=20\text{мм}$.

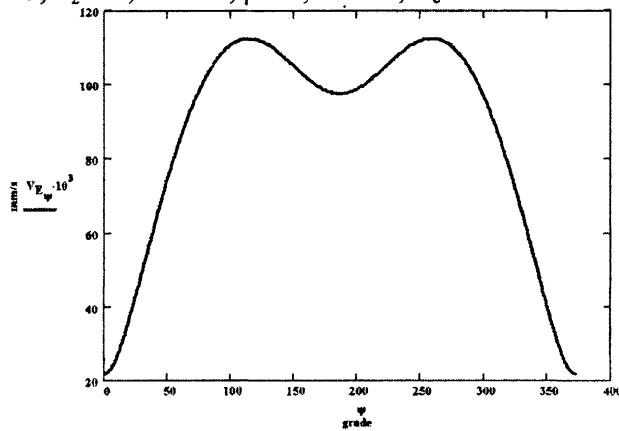


Рис.5.

где $Z_1=Z_2-1$; $Z_1=30$, $Z_2=31$, $\delta=22.5^\circ$, $\beta=2^\circ$, $\theta=2.5^\circ$, $R_c=20\text{мм}$

3. Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес

При выборе материала для изготовления зубчатых колес нужно обратить внимания на назначение передачи, срок эксплуатации и условия работы, тип и характер смазки, технологические требования оборудование, имеющееся в наличие, стоимость материала.

Материалы, использованные для изготовления зубчатых колес, бывают очень разными. В машиностроении зубчатые колеса изготавливаются из стали и чугуна. В аппаратостроении помимо стали используется медь, титан, алюминиевые сплавы и др. Пластмассы чаще всего используются в маломощных кинематических передачах.

Пластмассы и полимерные составляющие представляют собой особый класс материалов на базе полимеров, которые отличаются от традиционных строительных материалов малой плотностью, эластичностью, большой сопротивлением на единицу массы, большой коррозионной устойчивостью в разных средах, хорошей и легкой обрабатываемостью. Наряду с этими качествами пластмассы характеризуются относительно малым модулем упругости, малой теплопроводностью, высоким коэффициентом термического расширения, сильно выраженными деформационными свойствами.

Рекомендуемые материалы для изготовления зубчатых колес и сателлитного блока являются:

- пластмасс Durethan - Polyamid 66 (PA66), Glass Reinforced BКV30H.
- полиамид П – 6

- полиамид П –610
- полиамид АК93/7
- полиамид П – 12
- полиэтилен ПЭВД
- полиэтилен ПЭНД
- полипропилен
- поликарбонат

Для улучшения механических свойств зубчатых колес все материалы применяются с добавлением стекла.

Литература. 1. Бостан, И. *Прецессионные передачи с многопарным зацеплением*, Кишинев, 1991. 2. Bostan, I., Dulgheru, V., Grigoraş, S. *Transmisii planetare precesionale și armonice*. Atlas, Bucureşti, Chişinău, 1997. 3. Thomas, A. Ruffalo. *Engineering resins feature wear resistance at high temperatures*. Journal of Modern Plastics, Enciclopedia '99, p. 66.

УДК 621.833.6

Э.Л. Айрапетов, Т.А. Шарипов, А.Ж. Сейдахмет,
Д.А. Беков, С.Т. Шарипов

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПРИКЛАДНОЙ ПРОГРАММОЙ ADIS-1.2

*Казахский национальный технический университет им. К.И. Сатпаева
Алматы, Республика Казахстан
Институт машиноведения им А.А. Благонравова РАН
Москва, Россия*

Математическая модель (граф связи) описывается в векторно-матричной форме, что позволяет, используя понятие причинности связей, автоматизировать процесс вывода на ПЭВМ дифференциальных уравнений состояния для линейных стационарных систем

$$\dot{X} = AX + BU + EU$$

где X – вектор переменных состояния;

U – вектор входных переменных для системы;

A, B, E – матрицы.

Пакет прикладных программ анализа динамических систем (ADIS-1.2) разработан Сейдахметом А.Ж. (КазНТУ) [2,3] и предназначен для автоматического исследования динамических систем представленных в виде графов связи. Исходной информацией для подсистемы расчетно-исследовательской САПР является линейный код графа с номерами их связей, а также числовые значения параметров. Кроме вывода дифференциальных уравнений программа производит расчет собственных частот и векторов исследуемой системы, а также интегрирует уравнения состояния с использованием вводимых в ПЭВМ начальных условий X_{i0} и указателей функций источников.

Для моделирования с использованием подсистемы САПР ADIS – 1.2 расчетные динамические модели объектов рассматриваются как линейные системы с сосредоточенными параметрами. Строится модель в виде графа связи, определяются параметры модели и внешних нагрузок. Информация о топологии модели (линейный код модели), параметрах модели и внешних нагрузок, а также о том, какое исследование модели требуется выполнить, вводится в ПК с помощью специального входного языка.

При пользовании программой ADIS – 1.2 необходимо учитывать следующие ограничения: число всех связей должно быть не более 500; число внешних связей не более 300; число внутренних связей не более 200; число многополюсных элементов не более 300; число полюсов C, I, R – элементов не более 7; число полюсов 0, 1 узлов не более 7; число независимых переменных не более 50; число зависимых переменных не более 30; число переменных диссипации не более 50.

Исходная информация вводится в следующем порядке:

1. Строка с ключевым словом “**ЗАДАЧА” с 1-й позиции;
2. Одна или две строки с названием задачи с 1-й по 72-ю позиции;
3. Строка с ключевым словом “**ПЕЧАТЬ” с 1-й позиции;
4. Строка, на которой с 1-й по 7-ю позицию вводится числовая информация,

управляющая выводом на печать. Наличие одной из семи позиций разрешает печать соответствующей информации:

1-я позиция – печать графа связей в виде матрицы;

2-я позиция – печать матрицы потоков мощности;

3-я позиция – печать матрицы причинности различных уровней;

4-я позиция – печать связей полей, внутренних связей, числа внешних и внутренних связей;

5-я позиция – печать параметров модели в матричной форме;

6-я позиция – печать матричных переменных для каждого узла;

7-я позиция – печать матриц полей для C -, I -, R – элементов.

5. Строка с ключевым словом “**КОД” с 1-й позиции.

6. N строк с линейным кодом. Линейный код (т.е. перечисление всех элементов предварительно построенного графа и номеров его связей) занимает на каждой строке не более 72 позиций. На первой строке код начинается с 1-й позиции. Каждая группа (т.е. элемент и номера его связей) отделяется от следующей запятой. Линейный код заканчивается символом «.» (точка). Названия элемента и номеров его связей в каждой группе разделяются одним пробелом. Последний номер связи в группе и запятая (или точка) разделяется также одним пробелом. После запятой должно быть не менее одного пробела. Связи должны нумероваться последовательно, начиная с первой. На связи, соединяющей два узловых элемента, программа направит мощность от элемента, названного первым в линейном коде, к элементу, названному вторым. Например, если в линейном коде содержится

0 11 12 13 , C 11 , R 12 , 1 13 14 15 ...,

то на связи 13 мощность будет направлена из узла 0 в узел 1.

7. Строка с ключевым словом “**КОНКОД” с 1-й позиции.

8. Строка с ключевым словом “**ПАРАМЕТРЫ” с 1-й позиции

9. N строк с параметрами модели. Параметры задаются для элементов C, I, R, TF и GY. На каждой строке они занимают не более 72 позиций. На первой строке начинаются с 1-й позиции. Порядок следования элементов и номеров их связей должен соответствовать аналогичному порядку в линейном коде. Параметры вводятся в следующей последовательности: <название элемента> <номер связей> = <числовые значения параметров>. Между значениями не должно быть не менее одного пробела. Каждый элемент со значениями своих параметров отделяется от другого одним пробелом. Численные значения параметров вводятся как вещественные числа, т.е. обязательно наличие десятичной точки, например:

C12= 48.184 TF1516= -15.13E-4...

Для аккумулирующих элементов ввод параметров в программу осуществляется с использованием следующих характеристик:

в системах с поступательным механическим движением параметром для С- элемента является жесткость, а параметром для I- элемента – величина, обратная массе;

в системах с вращательным механическим движением параметром для С- элемента является крутильная жесткость, а параметром для I- элемента – величина, обратная моменту инерции;

в электрических цепях параметром для С- элемента является величина, обратная электрической емкости, а параметром для I- элемента – величина, обратная индуктивности;

в гидравлических цепях параметром для С- элемента является величина, обратная емкости резервуара или сжимаемости жидкости, а параметром для I- элемента – величина, обратная инерционности жидкости.

10. Строка с ключевым словом “**КОНПАР” с 1-й позиции.

11. Строка с ключевым словом “**ИСТОЧНИКИ” с 1-й позиции.

12. N строк с параметрами внешних нагрузок. Эти параметры задаются для SE- и SF- элементов и занимают не более 72 позиций начиная с 1-й позиции. Каждая переменная источника занимает одну строку. Параметры вводятся в следующем порядке. В 1-й позиции без пробелов вводятся переменная (усилие E или поток F), номер ее связи, знак “=”. Далее через один пробел следует определение функции источника из табл 1. Имя функции источника и каждый ее аргумент разделяются между собой одним пробелом, например:

E7= КОНСТ 51.0

F12= СИН 3.0 2.54 0.51E-3

13. Строка с ключевым словом “**КОНИСТ” с 1-й позиции.

14. Строка с ключевым словом “**РЕШЕНИЕ” с 1-й позиции.

15. N строк с временными параметрами для этапа решения уравнений.

В первой строке с 1-й позиции вводятся начальное, конечное время и шаг интегрирования уравнений:

ТНАЧ= a ТКОН= b DT= c

где ТНАЧ - начальное время;

ТКОН – конечное время;

DT – шаг интегрирования.

Во N строках с 1-й позиции вводятся начальные условия:

ХНАЧ= a b c d e

16. Строка с ключевым словом “**КОНРЕШ” с 1-й позиции.

Если пользователь хочет ограничиться нахождением собственных значений и векторов, то строки для источников и для этапа решения можно не вводить.

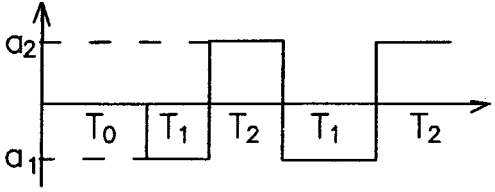
17. Строка с ключевым словом “**КОНЕЦ”.

Подсистема САПР ADIS – 1.2 анализирует входную информацию, выявляет ошибки и выдает сообщения о них. Если ключевое слово введено неверно, то выдается сообщение «Ошибка в записи ключевых слов» и программа ждет дальнейших действий.

Ошибки при вводе линейного кода, кода параметров, кода источников и кода решения выявляются и выдаются на дисплей.

ADIS – 1.2 автоматически, без ввода дополнительной информации вычисляет все собственные значения матрицы A для уравнений состояния ($\dot{X} = AX + BU$).

Таблица - Функции источников, идентифицированные в программе

Название	Аргументы	Определение
КОНСТ	A	$u(t)=a$
СИН	a, w, θ	$u(t)=a\sin(wt+\theta)$
КОСИН	a, w, θ	$u(t)=a\cos(wt+\theta)$
ШАГ1	a, T	$u(t)=0$ <i>npu</i> $t \leq T$
ШАГ2	S, T	$u(t)=St$ <i>npu</i> $t \geq T$
ВОЛНА1	a_1, a_2, T_0, T_1, T_2	 <p>The graph shows a square wave function $u(t)$ plotted against time t. The vertical axis has two levels, a_1 and a_2. The horizontal axis is divided into intervals of duration T_0, T_1, T_2, T_1, T_2. The function is zero for $t \leq T_0$. It then alternates between levels a_1 and a_2 for the subsequent intervals: a_1 for T_1, a_2 for T_2, a_1 for T_1, and a_2 for T_2.</p>
ПУЛЬС1	a, T	$u(t)=a\exp(-t/T)$
ПУЛЬС2	a_1, a_2, T_0, T_1, T_2	$u(t) = a_1(1 - e^{-t/T_1}) + a_2(1 - e^{-t/T_2})$
ВИД1	$n, C_i, i=0, 1, \dots, n, n \leq 10$	$u(t) = C_0 + C_1 t^1 + C_2 t^2 + \dots$
ВИД2	$n, a_i, b_i, a_2, b_2, \dots$ $a_n, b_n, w, n \leq 10$	$u(t) = \sum_1^n (a_i \sin wt - b_i \cos wt)$

Литература. 1. Х.Р. Казыханов, А.Ж. Сейдахмет, Б.А. Еспаев. ADIS – программа численного моделирования динамических систем, - Докл. VIII Республ.межвузовск.конф. по матем. И механике, ч. II. Алма-Ата, 1984 г., с.109. 2. Х.Р. Казыханов, А.Ж. Сейдахмет, Б.А. Еспаев. Метод формализации и автоматизации математического моделирования механизмов и машин. Методические рекомендации. ВНИИНМАШ, М., 1985, 80 с. 3. Э.Л.Айрапетов, М.Д. Генкин. Динамика планетарных механизмов. – М.: «Наука»1980. с.255.

УДК 621.833.6

И.С. Кузьмин, В.Н. Ражиков

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ С ПЛАСТИЧНЫМИ СМАЗОЧНЫМИ МАТЕРИАЛАМИ

*Балтийский государственный технический университет
Санкт-Петербург, Россия*

При проектировании механизмов с пластичными смазочными материалами необходимо знать несущую способность смазки, величину ее расхода в зоне трения и сопротивление относительно перемещению взаимодействующих деталей. Пластичные смазки являются неньютоновскими жидкостями, отсюда вытекает и особенность их работы в зоне трения. Нанесенный на поверхность пластичный смазочный материал в начальный период работы отгесняется из рабочей зоны, при этом оставшееся количество смазки, определяемое адгезией, как правило, не обеспечивает полного разделения контактирующих деталей. Таким образом, основной период они работают в условиях по-

лужидкостного трения, при котором необходимо учитывать параметры взаимодействующих поверхностей (микрорельеф, свойства материала и другие).

Анализ течения пластичного смазочного материала в зоне контакта шероховатых поверхностей проводится методом осредненного течения, использовавшегося Папиром и Чженом для Ньютоновских жидкостей. В результате было выведено модифицированное уравнение Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\varphi_{xn} \bar{A} \left(\frac{1}{\eta} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} \right)^{\frac{1}{n}} h^{\frac{2n+1}{n}} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\varphi_{yn} \bar{B} \left(\frac{1}{\eta} \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} \right)^{\frac{1}{n}} h^{\frac{2n+1}{n}} \right] = \frac{U_{\Sigma}}{2} \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial x} + \frac{U_{\tau \max}}{2} R_q \frac{\partial \varphi_{sn}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t}, \quad (1)$$

где $\varphi_{xn}, \varphi_{yn}$ - коэффициенты расхода напорного течения, \bar{A}, \bar{B} - параметры, зависящие от характера образования ядер в смазочном слое; η - аналог пластической вязкости смазочного материала; \bar{P} - среднее давление на площадке условного объема смазки; n - показатель нелинейности в уравнении течения пластичной смазки Гершеля-Балкли; h - номинальная толщина слоя смазки, разделяющего трущиеся поверхности; U_{Σ} - суммарная скорость качения сопряженных поверхностей; $U_{\tau \max}$ - максимальная скорость скольжения; \bar{h}_T - случайная величина толщины смазочного слоя, включающая значения высот взаимодействующих микронеровностей; R_q - среднее квадратическое отклонение высот микронеровностей; φ_{sn} - коэффициент расхода сдвигового течения.

При выводе принимались следующие допущения: 1) смазка не сжимается; 2) рассматриваются номинальные поверхности двух цилиндров бесконечной длины; 3) соприкосновение и деформирование отдельных микронеровностей не приводит к изменению геометрии слоя в окрестности этих выступов; 4) микронеровности характеризуются малыми углами наклона; 5) течение пластичного смазочного материала описывается уравнением Гершеля-Балкли.

Уравнение (1) не решается даже численными методами, так как n - действительное число в диапазоне от 0 до 1. Для приведения его к виду, имеющему решение, был разработан метод послойного течения, который предполагает замену уравнения Гершеля-Балкли системой уравнения Шведова-Бингама. В результате получаем новый вид уравнения Рейнольдса:

$$\frac{U_{\tau \max}}{2} \left(\frac{\partial \delta_1}{\partial x} - \frac{\partial \delta_2}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left[R_x \left(\frac{\bar{P}}{h_T}, \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} \right) \frac{1}{12\eta_3} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} h_T^{-3} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[R_y \left(\frac{\bar{P}}{h_T}, \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} \right) \frac{1}{12\eta_3} \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} h_T^{-3} \right] \quad (2)$$

Здесь $R_x \left(\frac{\bar{P}}{h_T}, \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} \right), R_y \left(\frac{\bar{P}}{h_T}, \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} \right)$ - коэффициенты, зависящие от характера образования ядер в смазочном слое; δ_1, δ_2 - текущие значения высот микронеровностей контактирующих поверхностей; η_3 - наибольшая вязкость при замене течения смазки послойным.

Уравнения (2) было решено численными методами и найдены значения коэффициентов расхода напорного течения φ_{xn} . При его решении численно воспроизводились трехмерные шероховатости с заданными среднее квадратическим отклонением высот микронеровностей, коэффициентом затухания автокорреляционной функции и коэф-

фициентом анизотропии. Значение коэффициентов расхода φ_{zn} используют далее при решении эластогидродинамических задач для полужидкостного трения.

Большое число практических задач о смазывании зубчатых передач, подшипников качения и скольжения сводится к плоскому случаю. Кроме этого, полагаем течение пластичного смазочного материала ламинарным, стационарным, изотермическим. Для решения эластогидродинамической задачи используем, помимо уравнения Рейнольдса (1) в одномерном виде, уравнение зазора между номинальными недеформированными поверхностями трения, уравнение упругих деформаций в зоне контакта, аналитическое выражение для коэффициента расхода напорного течения; уравнение давления, воспринимаемого контактирующими микронеровностями; уравнения зависимости вязкости и напряжения сдвига пластичной смазки от температуры и давления.

Решение позволяет определить параметры течения пластичной смазки в условиях эластогидродинамического трения, такие как эпюры гидродинамического давления и давления, воспринимаемого микронеровностями, сопротивление перемещению, расход смазочного материала.

УДК 621.833.01

А.Т. Скойбеда, А.М. Даньков

НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ РЕГУЛИРУЕМЫХ ПЕРЕДАЧ С СОСТАВНЫМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

*Белорусский национальный технический университет,
Могилевский государственный технический университет
Минск, Могилев, Беларусь*

Обеспечение изделий машиностроения надежными и долговечными приводами – одно из основных направлений решения актуальной задачи повышения технического уровня, качества и конкурентоспособности различного рода технологических машин и механизмов. Важнейшей составной частью упомянутых приводов являются цилиндрические зубчатые передачи. Стараниями многочисленных ученых и инженеров технически развитых стран зубчатые колеса классической конструкции и образуемые ими передачи доведены практически до пика своих технических возможностей и эксплуатационных характеристик. Существенным резервом дальнейшего повышения ремонтнопригодности и точности, улучшения компоновочных и расширения технических возможностей зубчатых передач является отказ от догматического подхода к сложившейся на протяжении десятилетий конструкции зубчатых колес и переход в строго обоснованных случаях к зубчатым колесам блочной конструкции.

Блочная конструкция зубчатых колес, реализуемая в составных (полисекторных) зубчатых колесах нового типа, облегчает замену изношенных (или вышедших из строя по другим причинам) элементов, позволяет путем целенаправленной замены секторов внутри партии однотипных зубчатых колес повысить их кинематическую точность, создает предпосылки для дискретного и даже плавного регулирования передаточного отношения зубчатой передачи. Но реализация заложенных в конструкции составных зубчатых колес и компонованных на их основе передач резервов возможна только на основе всестороннего теоретического и экспериментального изучения их эксплуатационных характеристик.

Важность подобных исследований для народного хозяйства Республики Беларусь заключается в следующем. Республика не имеет собственного производства редукторов общемашиностроительного и специального назначения, но испытывает постоянную потребность в них. Расходовать силы и средства на попытки создать собственные предприятия по производству редукторов, аналогичные предприятиям в технически развитых странах, вряд ли целесообразно, но имеет смысл идти по пути налаживания предприятий по изготовлению передаточных механизмов высокого технического уровня (например, на базе составных зубчатых колес), пока еще не имеющих аналогов в мире.

Так как простейшим фрагментом (блоком) зубчатого колеса является зубчатый сектор, то венцы составных полисекторных зубчатых колес образуются набором зубчатых секторов, равномерно расположенных на их периферии. Оказывается, что такая конструкция зубчатого колеса не исключает возможности паллиативов, когда исходный зубчатый сектор может быть заменен сектором с несколько меньшим делительным диаметром и теми же модулем и числом зубьев без значительного ухудшения качества функционирования передачи. Экспериментальная проверка работы такого зубчатого колеса дала удовлетворительные результаты. Это позволило выдвинуть техническое предложение, заключающееся в том, что зубчатые венцы крупногабаритных зубчатых колес могут быть образованы набором зубчатых секторов, заготовками для которых служат зубчатые колеса меньшего диаметра.

Это в свою очередь говорит о том, что начальный диаметр составного колеса может принимать ряд значений в интервале от начального диаметра колеса-заготовки для изготовления секторов до начального диаметра реального колеса большого диаметра.

Если в конструкции такого зубчатого колеса предусмотреть возможность фиксации зубчатых секторов в нескольких требуемых положениях, то создается возможность ступенчато (дискретно) изменять начальный диаметр зубчатого колеса и, следовательно, передаточное отношение передачи. Само собой разумеется, что такое зубчатое колесо должно работать в паре с цельным зубчатым колесом, которое может быть как сопряженным (образующим совместно с составным передачу), так и промежуточным (паразитным). В последнем случае передача должна быть образована двумя составными колесами.

Возможности регулирования передаточного отношения в зубчатой передаче описанной конструкции достаточно ограничены. С целью их расширения составное зубчатое колесо может быть выполнено с разделяющимся силовым потоком. Как показывает практика, приемлемой можно признать двухпоточную конструкцию составного зубчатого колеса. Если исключить торцовое перекрытие секторов одного потока, то их радиальные перемещения могут принимать произвольные значения в определенном диапазоне. Передача с таким составным колесом требует удвоения числа цельных зубчатых колес, но при этом может быть достигнуто плавное регулирование ее передаточного отношения. Сопрягаемое с составным цельное зубчатое колесо может иметь как внутренние, так и внешние зубья. Использование внутренних зубьев предпочтительней с точки зрения обеспечения условий необходимого торцового перекрытия зубчатых секторов, но имеет ряд недостатков при близких значениях чисел зубьев составного и цельного зубчатых колес.

Основы теории функционирования регулируемых зубчатых составных являются геометрокинематический синтез и анализ передачи с составными зубчатыми колесами, исследования механики (кинематики и динамики) передачи с составными зубчатыми колесами и ее основных эксплуатационных характеристик, а именно коэффициента полезного действия и кинематической точности. При геометрокинематическом синтезе и

анализе передачи основные задачи (синтеза и анализа как собственно составных зубчатых колес, так и передачи на их основе) решаются в предположении, что основным функциональным назначением составных зубчатых колес является образование совместно с цельными зубчатыми колесами передач с переменным (плавнорегулируемым в идеале) передаточным отношением. Такие задачи как улучшение ремонтпригодности и повышение точности зубчатых передач при необходимости в случае использования составных зубчатых колес решаются автоматически.

Задача синтеза составного зубчатого колеса состоит в том, что по известным числу образующих его венцов зубчатых секторов i_s , числу зубьев сектора z_c и модулю зацепления m определяется максимальный условный начальный диаметр составного зубчатого колеса, взаимодействующего с цельным зубчатым колесом с заданным диаметром начальной окружности.

Решение задачи синтеза составного зубчатого колеса, представляет собой алгоритм, позволяющий по вышеуказанным исходным данным определить величину диапазона регулирования передаточного отношения передачи, образованной составным и цельным зубчатыми колесами.

Рассмотрев сектор COD (см. рис. 1), получим систему уравнений

$$\begin{aligned} \delta &= (2 \times z_c - 1) \times \pi / 2 \times z - \text{inv } \alpha + \text{inv } (\arccos(r_b/r_a)), \\ O_1C^2 &= a^2 + r_{a2}^2 - 2 \times a \times r_{a2} \times \cos \beta_2, \\ O_1C^2 &= e^2 + r_a^2 + 2 \times e \times r_a \times \cos \delta, \\ CD &= 2 \times r_a \times \sin (\delta / 2), \\ O_1C^2 &= CD^2 + (e + r_a)^2 + 2 \times CD \times (e + r_a) \times \sin (\delta / 2), \end{aligned} \quad (1)$$

в результате совместного решения которых определяется величина максимального вылета e зубчатых секторов составного колеса относительно оси вращения.

Задача анализа составного зубчатого колеса состоит в том, чтобы по заданному диапазону D регулирования передаточного отношения (максимальному и минимальному заданным значениям передаточного отношения) при известном значении модуля m зацепления определить число зубьев сектора z_c и число зубчатых секторов i_s .

Учитывая двухпоточную конструкцию [1] составного колеса, при которой расстояние между крайними зубьями соседних секторов при их минимальном вылете должно обеспечивать расположение между ними тела сектора другого потока, получим следующее выражение для числа зубьев сектора:

$$z_c = (z_1 - (1 \dots 3) \times i_s) / i_s = (z_1 / i_s) - (1 \dots 3). \quad (2)$$

Теперь представляется возможным выбрать схему передачи и определить число зубьев цельного зубчатого колеса z_2 и его делительный (равный в нашем случае начальному) диаметр d_2 .

Задача синтеза передачи с составными зубчатыми колесами состоит в определении профиля зубьев сектора при заданном профиле зубьев сопряженного зубчатого колеса (прямая задача) или же в определении профиля зубьев цельного зубчатого колеса при заданном профиле зубьев сектора (обратная задача) при равномерном вращении ведущего и ведомого валов передачи.

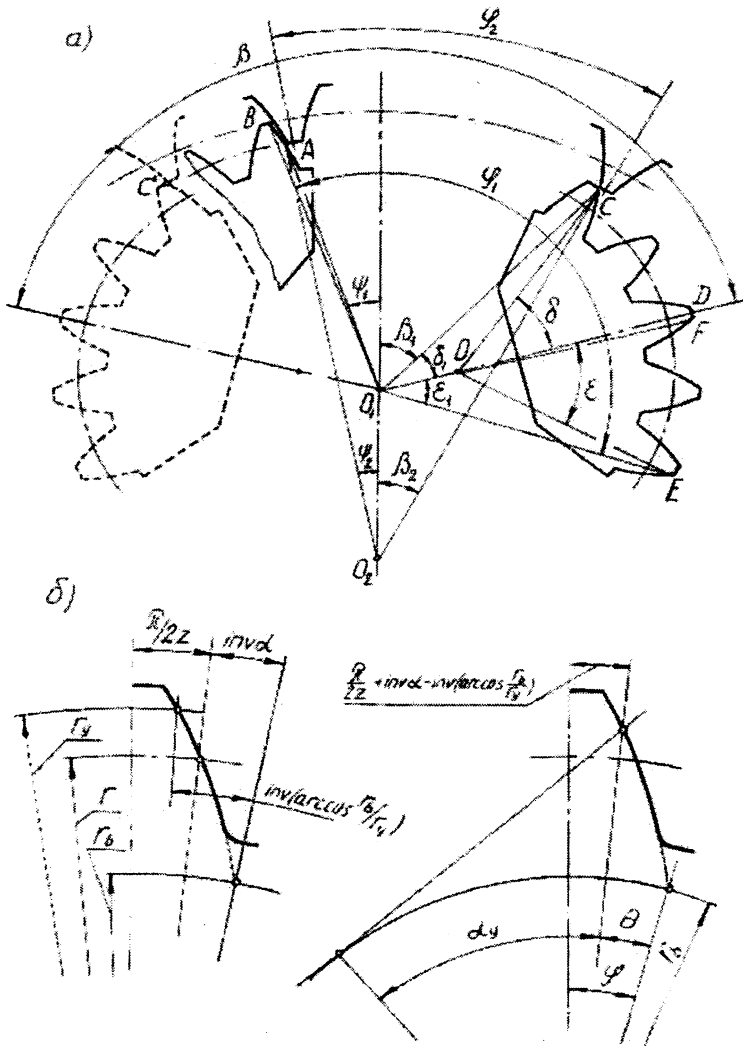


Рис. 1. Схема взаимодействия составного и цельного зубчатых колес

решается следующим образом. Максимальный начальный диаметр составного зубчатого колеса, определяемый величиной вылета зубчатых секторов, ограничивается необходимостью обеспечивать непрерывность процесса передачи движения при максимальном вылете секторов. Для определения этого диаметра обратимся к рис. 2.

Рассматривая сектор COD получим нижеприведенную систему уравнений

$$\begin{aligned}
 O_1C^2 &= CD^2 + (e + r_a)^2 + 2 \times CD \times (e + r_a) \times \sin(\delta / 2), \\
 CD &= 2 \times r_a \times \sin(\delta / 2), \\
 \delta &= (2 \times z_u - 3) \times (\pi / 2 \times z) - \text{inv } \alpha + \text{inv} [\arccos(r_b / r_a)], \\
 (O_1C)^2 &= (a')^2 + r_{a2}^2 + 2 \times a' \times r_{a2} \times \cos \beta_2, \\
 (O_1C)^2 &= r_a^2 + e^2 + 2 \times r_a \times e \times \cos \delta,
 \end{aligned} \tag{3}$$

в результате решения которой находим величину (e) максимально возможного вылета зубчатых секторов.

При решении, например, прямой задачи необходимо иметь в виду, что каждому определенному значению условного начального диаметра составного зубчатого колеса должен соответствовать определенный профиль зуба. При выполнении всех теоретических и экспериментальных исследований, связанных с составными зубчатыми колесами нового типа, рассматривались и использовались зубчатые сектора с эвольвентным профилем зубьев, который обладает рядом общеизвестных технологических и эксплуатационных преимуществ.

Решение задачи анализа передачи, образованной составным и цельным зубчатыми колесами, заключается в установлении закона движения ведомого звена, если известна схема передачи и профили взаимодействующих зубьев.

Для передачи с цельным колесом внешнего зацепления задача синтеза составного зубчатого колеса

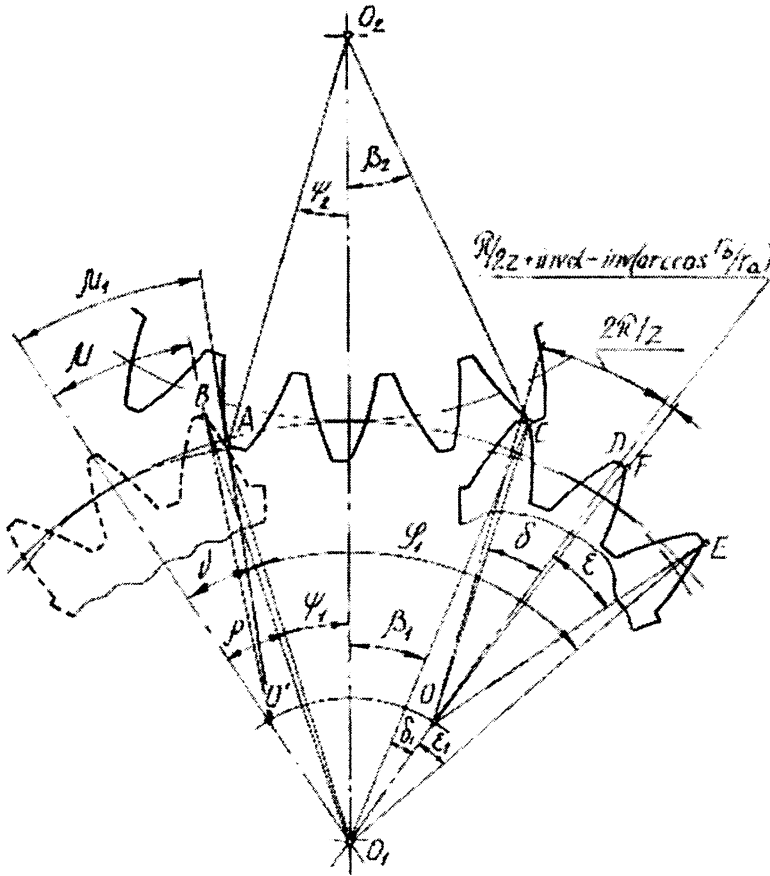


Рис. 2. Взаимодействие зубчатых секторов составного колеса при их максимальном вылете с цельным зубчатым колесом внешнего зацепления

При анализе составного зубчатого колеса передачи с цельным колесом внешнего зацепления необходимо добиться, чтобы при максимальном вылете зубчатых секторов величина коэффициента их торцового перекрытия, определяемого по формуле

$$\varepsilon_s = \varphi_1 \times i_s / 2 \times \pi, \quad (4)$$

находилась в пределах 1,05 ... 1,3, т.к. плавность работы передачи увеличивается с увеличением ε_s .

Исследование механики передачи с составными зубчатыми колесами предполагает определение ее мгновенного передаточного отношения и оценку ее динамических характеристик. Установлено, что в процессе зацепления зубчатого сектора с цельным зубчатым колесом угол зацепления α_{wt} не равен углу α главного профиля исходного контура

и изменяется от α_{wH} до α_{wK} , что свидетельствует о непостоянстве мгновенного передаточного отношения передачи даже в течение всего времени взаимодействия зубьев секторов и цельного зубчатого колеса по общей нормали [1]. В соответствии с этим текущее значение передаточного отношения i_t будет определяться положением полюса зацепления на межосевой линии передачи и может быть найдено из выражения:

$$i_t = d_2 \times (\cos \alpha / \cos \alpha_{wt}) / (d_1 - d_2 \times [1 - (\cos \alpha / \cos \alpha_{wt})]). \quad (5)$$

Только в одном случае, когда линия зацепления проходит через абсолютный полюс зацепления, текущее значение i_t передаточного отношения совпадает с номинальным $i_n = r_2/r_1 = d_2/d_1$. Во всех остальных случаях имеет место погрешность передаточного отношения:

$$\Delta i = 1 - (d_1 \times \cos \alpha / \cos \alpha_{wt}) / (d_1 - d_2 \times (1 - (\cos \alpha / \cos \alpha_{wt}))). \quad (6)$$

Реальную величину передаточного отношения i_t и его погрешность на участках взаимодействия зубчатых секторов и цельного зубчатого колеса, где линия зацепления представляет собой дуги окружностей выступов (фазы кромочного зацепления), можно определить с помощью теории эвольвентного зацепления, рассматривая линейные скорости контактирующих точек взаимодействующих зубьев.

Для передачи с внешним зацеплением текущее значение передаточного отношения определяется по формуле:

$$i_t = r_2 \times (\cos \alpha / \cos \alpha_{wt}) / [a - (r_2 \times \cos \alpha / \cos \alpha_{wt})], \quad (7)$$

где a – межосевое расстояние передачи.

В этом случае погрешность передаточного отношения определяется по формуле:

$$\Delta i = \{ [r_2 / (a - r_2)] - r_2 \times (\cos \alpha / \cos \alpha_{wt}) / [a - (r_2 \times \cos \alpha / \cos \alpha_{wt})] \} / r_2 / (a - r_2). \quad (8)$$

Таким образом, передаточным механизмам с составными зубчатыми колесами присуща погрешность передаточного отношения. Указанная погрешность определяется не только соотношением диаметров составных зубчатых колес (диапазоном регулирования), но и размерами промежуточного зубчатого колеса, и в результате мер конструктивного характера может быть сведена к приемлемой величине [1]. Следует иметь в виду, что издержки, связанные с неустранимой частью погрешности передаточного отношения, окупаются возможностью плавно изменять величину среднего (номинального) передаточного отношения передачи с составными зубчатыми колесами.

Для исследования динамики передачи с составными зубчатыми колесами, схема которой приведена на рис. 3а, необходимо иметь ее динамическую модель. Достаточно полная модель такой передачи приведена на рис. 3б. В динамических моделях классических зубчатых передач обычно учитывается податливость e ($e = 1/c$; c – коэффициент жесткости) валов, но в данном случае податливость колес 2, 3 и 4 больше, поэтому податливостью валов пренебрегаем. Кинематический аналог Π_1 и Π_2 соответствует линейному преобразованию координат (углов поворота)

$$\begin{aligned}\varphi_2 &= \Pi(\varphi_1) = \varphi_1 \times i_{21}; \\ \varphi_5 &= \Pi(\varphi_4) = \varphi_4 \times i_{54}.\end{aligned}$$

Рассматриваемая система имеет три степени свободы ($H = 3$), поэтому вводим три независимых обобщенных координаты. Первая обобщенная координата q_1 – угол поворота ведущего вала ($q_1 = \varphi_1$); вторая $q_2 = (\varphi_3 - \varphi_2)$ – угловое смещение колес 2 и 3; $q_3 = (\varphi_4 - \varphi_3)$ – угловое смещение колес 3 и 4. Тогда

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= q_1; \\ \varphi_2 &= q_1 \times i_{21}; \\ \varphi_3 &= q_1 \times i_{21} + q_2; \\ \varphi_4 &= q_1 \times i_{21} + q_2 + q_3; \\ \varphi_5 &= (q_1 \times i_{21} + q_2 + q_3) \times i_{54}.\end{aligned}\tag{9}$$

Если учитывать угловые деформации валов, то система будет иметь 5 степеней свободы и дифференциальные уравнения будут слишком громоздкими. Если учитывать наиболее податливые элементы передаточного механизма, координату $q_1 = \varphi_1(t)$ можно считать заданной функцией времени $q_1 = \omega_0 \times t$, тогда нижеприведенные уравнения можно использовать для определения обобщенных координат q_2 и q_3 :

$$\begin{aligned}& (J_3 \times i_{21} + J_4 + J_5 \times i_{21} \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_1 + (J_3 + J_4 + J_5 \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_2 + \\ & + (J_4 + J_5 \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_3 + c_1 \times q_2 = R_1 + M_4 \times i_{34}, \\ & (J_4 \times i_{21} + J_5 \times i_{21} \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_1 + (J_4 + J_5 \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_2 + \\ & + (J_4 + J_5 \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_3 + c_2 \times q_3 = R_2 + M_4,\end{aligned}\tag{10}$$

а уравнение

$$\begin{aligned}& (J_1 + J_2 \times i_{21}^2 + J_3 \times i_{21}^2 + J_4 \times i_{21}^2 + J_5 \times i_{21}^2 \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_1 + \\ & + (J_3 \times i_{21} + J_4 + J_5 \times i_{21} \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_2 + (J_4 \times i_{21} + J_5 \times i_{21} \times i_{54}^2) \times \ddot{q}_3 = \\ & = M_1 + M_4 \times i_{23}.\end{aligned}\tag{11}$$

для определения движущего момента M_1 .

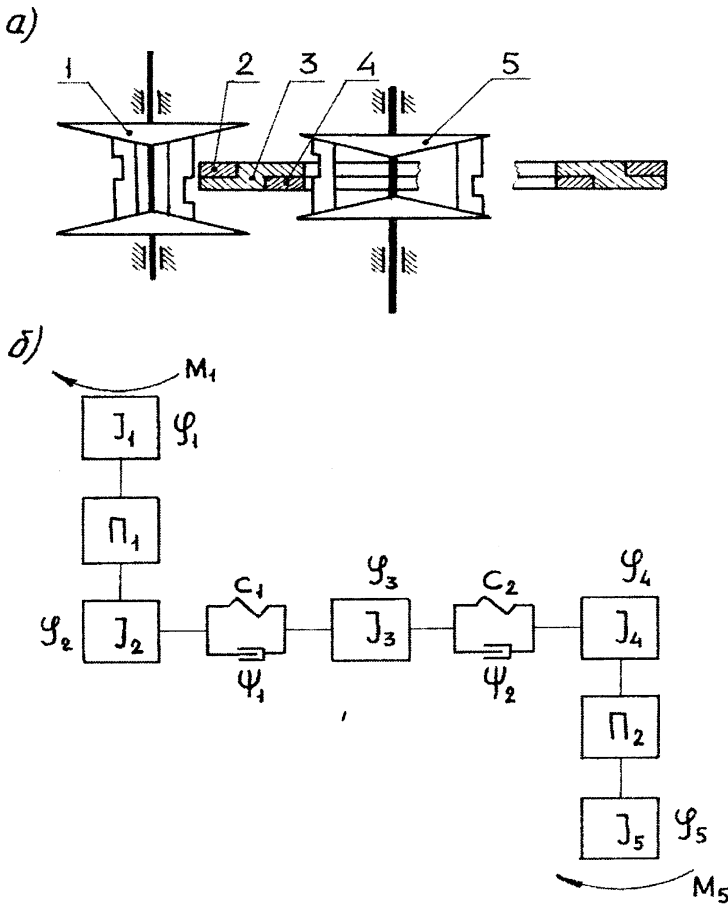


Рис. 3. Схема и динамическая модель передачи с составными зубчатыми колесами

Уравнения (10) и (11) получены для случая, когда мы пренебрегаем погрешностью передаточного отношения передачи с составными зубчатыми колесами и в этих уравнениях $J_1 \dots J_5$ - моменты инерции элементов системы, M_4 - момент технологического сопротивления, R_1 и R_2 - диссипативные силы, возникающие при упругих смещениях промежуточных зубчатых колес.

Важнейшей эксплуатационной характеристикой любой механической передачи является КПД. Для эвольвентных цилиндрических зубчатых передач его мгновенное значение определяется по формуле (см., например, [2]):

$$\eta_{\text{шп}} = 1 - \psi_3,$$

где ψ_3 - коэффициент потерь на трение в зацеплении.

Интегральные оценки коэффициента потерь на трение могут быть получены из выражения

$$(\psi_3)_{\text{ср}} = (f_3 / m \times \cos \alpha_w) \times [(1 / z_1) + (1 / z_2)] \times (l_1^2 + l_2^2) / g_\alpha, \quad (12)$$

где f_3 - коэффициент трения в зацеплении пары зубчатых колес с модулем m и числами зубьев z_1 и z_2 ,

α_w - угол зацепления,

l_1 и l_2 - координаты, определяющие положение полюса на линии зацепления,

g_α - длина активной линии зацепления,

из которого получаются компактные формулы для определения коэффициента потерь на трение в передачах с цельными цилиндрическими зубчатыми колесами при внешнем и внутреннем зацеплении.

В передачах внешнего зацепления с составными зубчатыми колесами α_w , l_1 , l_2 , g_α - переменные. Учесть их переменность и аналитически получить интегральные оценки коэффициента потерь трудно (нет соответствующих зависимостей; известные зависимости неявно связывает угол зацепления и угол поворота составного зубчатого колеса). Поэтому в формулу для определения коэффициента потерь необходимо ввести поправочный коэффициент, учитывающий переменность упомянутых факторов, в результате чего получаем зависимость:

$$(\psi_3)_{\text{ср}} = (f_3 \times \varepsilon_\alpha \times \pi / 2) \times [(1 / z_1) + (1 / z_2)] \times C_{\text{внеш}}, \quad (13)$$

где $C_{\text{внеш}} = C_2 / C_1 \times C_3$ - поправочный коэффициент,

здесь $C_1 < 1$ – учитывает переменность угла зацепления,

$C_2 > 1$ – учитывает переменность расстояния точки контакта зубьев от полюса зацепления,

$C_3 < 1$ – учитывает переменность длины активной линии зацепления.

Структура поправочного коэффициента определяется характером влияния факторов на коэффициент потерь в основной формуле, оценки величин составляющих поправочного коэффициента получены численным методом (путем решения конкретного примера).

В передачах внутреннего зацепления с составными зубчатыми колесами α_w , l_1 , l_2 , g_α – также переменные, но их переменность носит иной характер по сравнению с предыдущим случаем, что и учитывается выражением

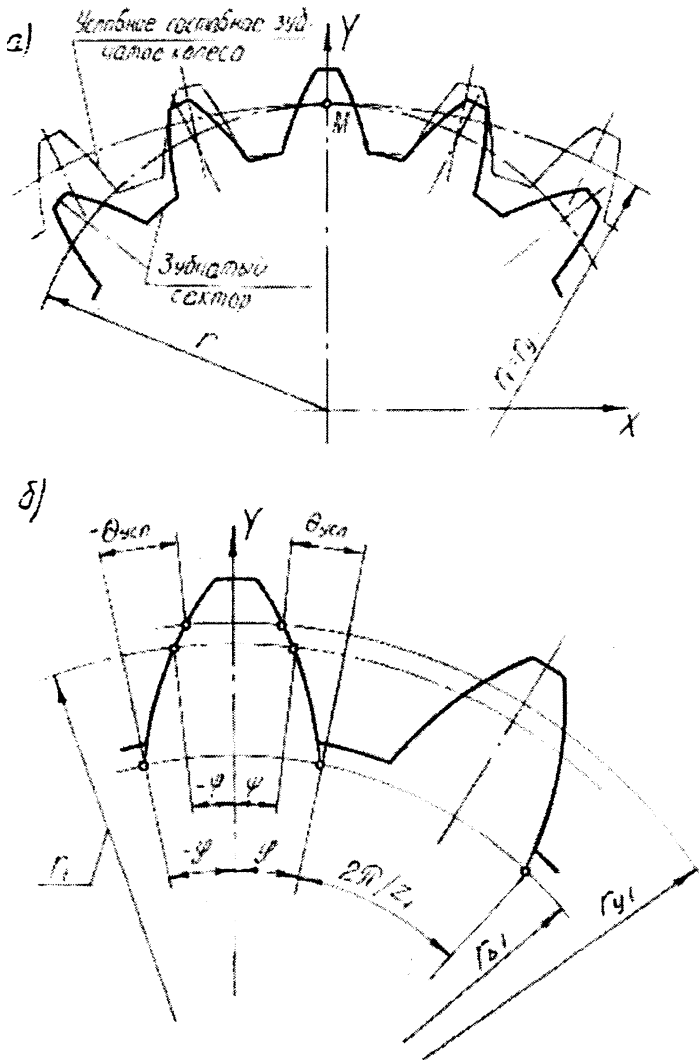
$$(\psi_3)_{\text{ср}} = (f_3 \times \varepsilon_\alpha \times \pi / 2) \times [(1 / z_1) - (1 / z_2)] \times C_{\text{внутр}}, \quad (14)$$

где $C_{\text{внутр}} = C_2' / C_1' \times C_3'$ – поправочный коэффициент,

здесь $C_1' > 1$ – учитывает переменность угла зацепления,

$C_2' > 1$ – учитывает переменность расстояния точки контакта зубьев от полюса зацепления,

$C_3' > 1$ – учитывает переменность длины активной линии зацепления.



Основную долю кинематической погрешности передачи с составным зубчатым колесом (по сравнению с погрешностями изготовления) составляет погрешность положения профилей зубьев, обусловленная несовпадением условной делительной (начальной) окружности составного зубчатого колеса с делительной (начальной) окружностью (дугой) сектора. В данном случае делительная дуга сектора является частью делительной окружности зубчатого колеса-заготовки для изготовления секторов, а условная делительная окружность является огибающей делительных дуг секторов составного колеса при данном их вылете относительно оси вращения. Численно эта погрешность равна расстоянию между точками пересечения реального и условного профилей соответствующих зубьев сектора с окружностью данного радиуса r_y с центром в точке O (рис. 4 а).

Определим эту погрешность, считая зацепляющиеся элементы прямозубыми.

Рис. 4. Точность положения зубьев в составном колесе

Приведенные в данной статье зависимости и системы уравнений являются основой, закладывающей предпосылки для разработки подробных методик проектирования и теоретического исследования основных характеристик нового класса зубчатых передач, а именно передач с составными полисекторными зубчатыми колесами.

Литература. 1. Скойбеда А.Т., Даньков А.М. Передаточные механизмы на основе составных зубчатых колес.- Минск, 2000.- 96 с. 2. Литвин Ф.Л. Проектирование механизмов и деталей приборов. – Л.: Машиностроение, 1973.-696 с.

УДК 621.833

А.Т. Скойбеда, П.Н. Громыко, С.Н. Хатетовский

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ

*Белорусский национальный технический университет, Минск, Беларусь
Могилевский государственный технический университет
Минск, Могилев, Беларусь*

В статье рассмотрены основные этапы автоматизированного проектирования коническо-цилиндрической прецессионной передачи. В результате данного проектирования на основе наиболее общей исходной информации создается проект сборочного чертежа разрабатываемой передачи.

При автоматизации проектирования любого технического объекта создаются и используются уже существующие методы, алгоритмы и программы, реализующие на ЭВМ отдельные этапы данного проектирования.

При автоматизации проектирования коническо-цилиндрической прецессионной передачи (КЦПП) [1] был широко использован метод параметрической оптимизации, реализованный на ЭВМ при помощи таких приложений операционной системы Windows, как Excel и AutoCAD. Для этих приложений был создан пакет из нескольких программ на языках VBA и AutoLISP, в котором использованы научные разработки и обобщен опыт проектирования КЦПП [2]. Данные программы позволяют после задания наиболее общей исходной информации получить результат проектирования в виде чертежа зубчатых колес КЦПП – сателлита и центрального колеса, находящихся в зацеплении. Полученный чертеж является основой для разработки сборочного чертежа.

Основой пакета является программа на языке VBA, работающая в среде приложения Excel, под управлением которой работают все другие программы. Схема ее алгоритма представлена на рис. 1, а описание данного алгоритма приведено ниже.

Блок 1 – ввод исходных данных.

Блок 2 – вызов процедуры PO_KHV создания ряда комбинаций чисел зубьев центрального колеса и сателлита, обеспечивающих заданное передаточное отношение. Фактическим параметром является kol – количество вариантов передачи. Полученные числа зубьев центрального колеса и сателлита заносятся в таблицу файла AP_KЦПП.xls.

Блок 3 – начало цикла по количеству kol вариантов передачи, в котором рассчитывается каждый из них.

Блок 4 – выбор типа электродвигателя из базы данных, хранящейся в файле AP_KЦПП.xls.

Блок 5 – расчет модуля.

Блок 6 – ввод количества зубьев долбяка для обработки зубьев центрального ко-

леса.

Блок 7 – расчет геометрических параметров центрального колеса и сателлита в процедуре SK.

Блок 8 – конец вышеописанного цикла.

Блок 9 – вызов процедуры vars. Данная процедура, в свою очередь, объединяет ряд процедур. В результате выполнения этих подпрограмм из базы данных выбирается любой рассчитанный вариант передачи; формируется файл v1.lsp, в котором на языке AutoLISP отражается информация из базы данных и запускается приложение AutoCAD. В системе AutoCAD под управлением описываемой процедуры загружается и запускается на выполнение файл v1.lsp. Информация данного файла служит основой для работы другой программы – зацепление.lsp. Программа зацепление.lsp в среде системы AutoCAD позволяет построить изображения сателлита и центрального колеса.

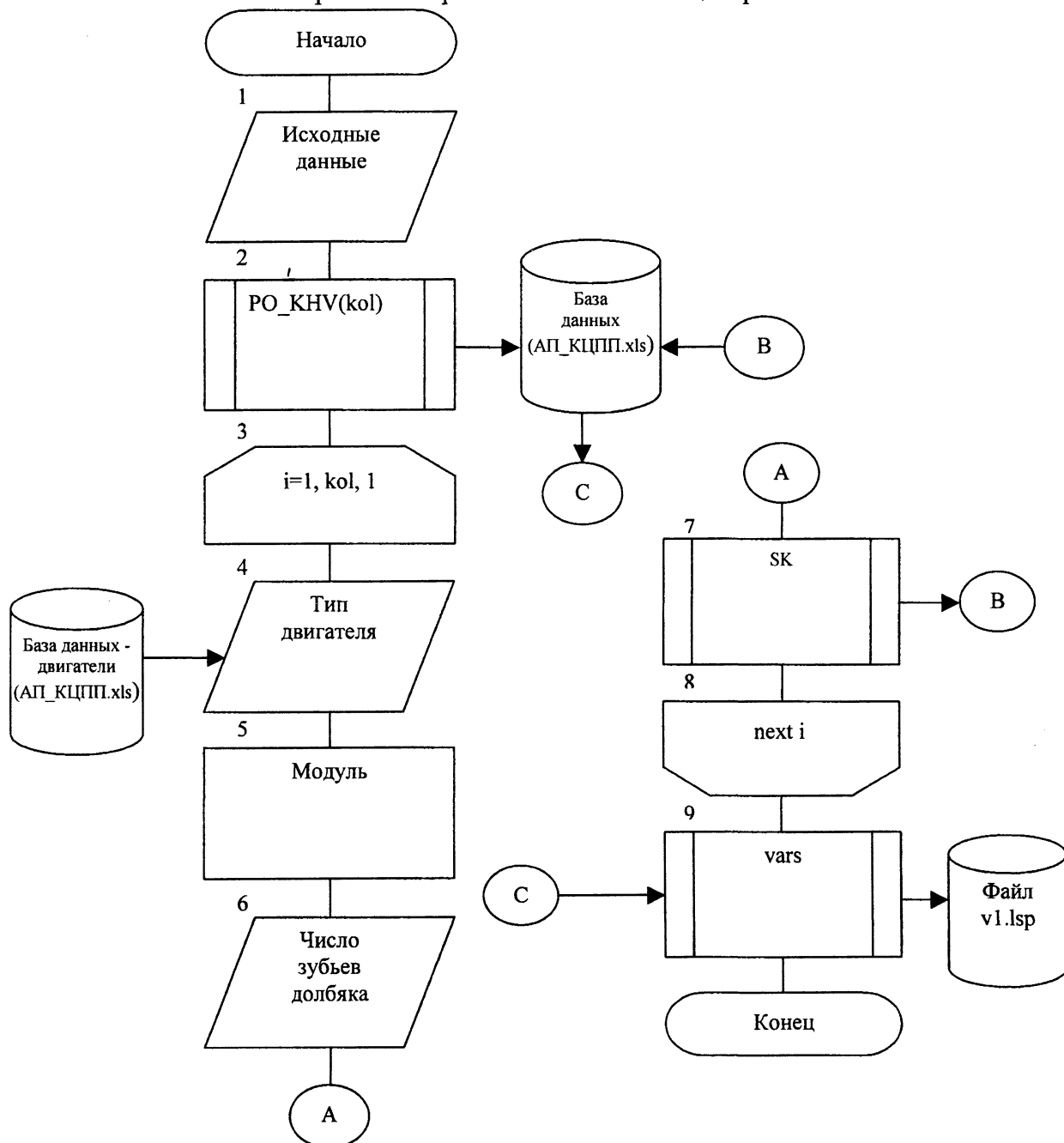


Рис. 1. Схема алгоритма автоматизированного проектирования КЦПП

Полученное изображение является основой для вычерчивания сборочного чертежа прецессионного редуктора.

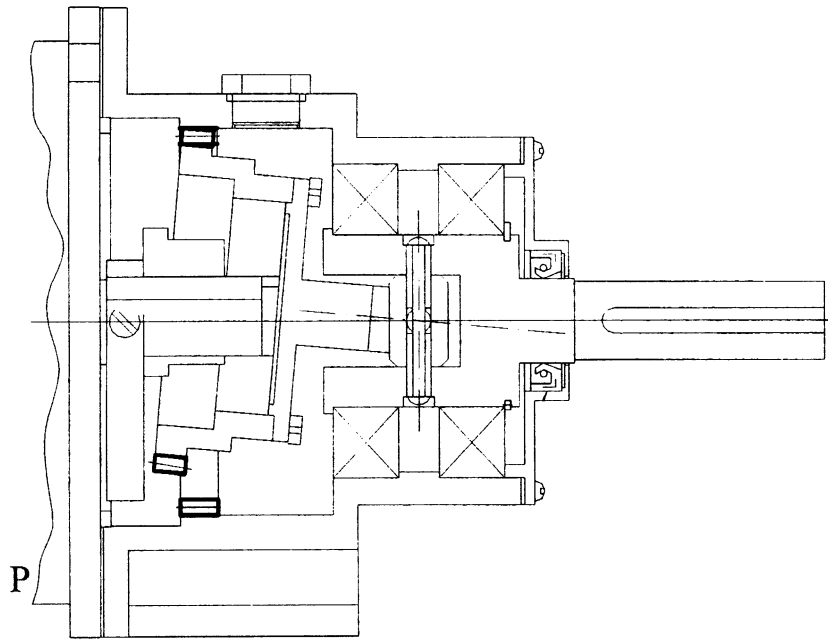
Процедура vars при наличии базы данных в файле AP_KЦПП.xls может быть выполнена независимо от основной программы.

Автоматизация трудоемкого процесса параметрической оптимизации и связанных с ней предварительных расчетов значительно позволила повысить производительность проектирования КЦПП. Если до разработки описанного пакета программ проектирование КЦПП велось путем построения на ЭВМ сложных геометрических моделей зубчатых колес [2] и путем визуального анализа определялась “пригодность” того или иного варианта модели, то с введением в практику автоматизированного расчета, основанного на научных исследованиях, появилась возможность свести процесс проектирования лишь к вводу исходных данных, выбору варианта передачи, дочерчиванию ее сборочного чертежа и детализовке.

На рис. 2 представлена схема прецессионного редуктора, полученная на основе схемы зацепления центрального колеса и сателлита КЦПП. Данная схема построена в среде графической системы AutoCAD в результате работы вышеописанной программы.

Схема зацепления центрального колеса и сателлита КЦПП на рис. 2 выделена толстыми линиями. Остальное изображение дочерчено средствами графической системы AutoCAD.

Перспективой представленной разработки является дальнейшая автоматизация



процесса проектирования, вплоть до получения при помощи ЭВМ готовых чертежей деталей КЦПП.

Литература. 1. Патент 2029170 РФ, МКИ⁶ F16 H1/32. Планетарная прецессионная передача / П. Н. Громько (РФ). – № 5004739/28: Заявлено 01.07.91. Оpubл. 20.02.95. Бюл. № 5. – 4 с. 2. Планетарные прецессионные передачи (ППП). Кинематический, силовой и технологический аспекты их создания / П.Н. Громько, А.А. Жолобов, А.А. Стаценко и др.; Под. общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Мн.: БГПА, 2000. – 252 с.

МЕТОД РАСЧЕТА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ С УЧЕТОМ КИНЕМАТИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПРИ ПЕРЕДАЧЕ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

*Белорусский национальный технический университет, РУП МАЗ.
Минск, Беларусь*

Динамическая нагруженность трансмиссии транспортного средства, а следовательно, и её надёжность и долговечность, в значительной степени обусловлена параметрами её составляющих узлов. Поэтому на этапе проектирования конструктор должен руководствоваться определённой схемой, в основе которой лежит в наиболее полном объёме динамическое моделирование с учётом реального взаимодействия элементов в процессе работы, для построения безрезонансной долговечной конструкции трансмиссии.

При этом на первом этапе происходит построение кинематическо-динамической модели, основывающееся на исходных данных, полученных из тягово-динамического расчёта, на основании параметров прототипа и др. Выходными параметрами её исследования являются частоты собственных колебаний, амплитуды резонансных режимов, долговечность зубчатых передач с расчётным коэффициентом динамичности.

С ростом производительности ЭВМ и с появлением в связи с этим мощных пакетов трехмерного моделирования появилась возможность создавать точные модели реальных механизмов, которые впоследствии можно изучить с точки зрения кинематического согласования и получения заданного закона движения выходного звена.

В таких программах можно компоновать различные шарниры, сложные взаимосвязи деталей. Имеется также возможность моделирования контакта поверхности по поверхности, открывая большие перспективы для моделирования сложных процессов, происходящих в зубчатых зацеплениях автомобильных и автобусных трансмиссий.

Однако следует отметить, что, создавая подобную модель, исследователю важно не просто получить аналог реального механизма с заданным законом движения ведомого звена, что в основном и представляется в большинстве пакетов трехмерного моделирования. Обобщая основной их недостаток, можно выделить основное требование к программам такого рода (не обязательно касаясь зубчатого зацепления): необходимость объединения модулей "механизм" и расчетных методов (например, МКЭ) с целью получения реальных взаимодействий реальных тел, а не упрощенных абсолютно жестких моделей.

Поэтому и возникает необходимость разработки математического и программного обеспечения для моделирования указанных процессов.

При этом трансмиссия транспортного средства рассматривается как состоящая из 2-х элементов – динамического и кинематического (рис. 1) в соответствии с разработанной т.н. "Системой адекватного моделирования трансмиссии" (САМТ).

Динамическая модель, представляющая подсистему 1, описывает инерционно-жесткостную часть трансмиссии и состоит из матриц соответствующих элементов связи дифференциальных уравнений.

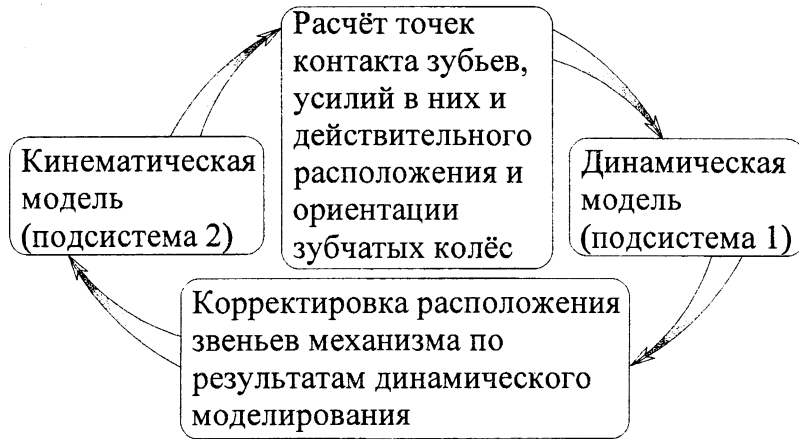


Рис. 1 Взаимосвязь элементов САМТ.

Кинематическая модель (подсистема 2) представляет реальные положения элементов трансмиссии в каждый момент времени с учётом взаимодействия зубьев зубчатых колёс. Предложенная кинематическая модель однозначно определяет положение составляющих звеньев в соответствии с балансом действующих сил, возникающих в процессе зацепления в точках контакта зубчатых колёс. При этом в САМТ моделируются элементы трансмиссии с полным набором погрешностей изготовления и сборки, который является дополнительным источником динамического нагружения.

Объединение 2-х подсистем в кинематическо-динамической модели позволяет исследовать взаимодействие не только упругосоединённых и демпфирующих элементов, каковыми в классическом моделировании представляется трансмиссия, но и контактирующих по поверхностям тел, что наиболее важно для исследования надёжности зубчатых соединений.

При формировании подсистемы 2 САМТ ставится задача создания адекватной модели зубчатых колёс, которая должна учитывать:

- высокую точность моделирования поверхности зубьев,
- адекватность построенной модели реальному зубчатому механизму с учётом переходных поверхностей,
- компактность математического описания модели,
- возможность динамичной модификации модели с целью моделирования погрешностей изготовления зубчатых колёс,
- возможность моделирования динамической податливости зубьев,

При этом компьютерная модель зубчатых колёс, состоящая из ведущего (а), сателлита (b) и ведомого (g) колеса, представляется в виде матрицы расчётных сечений

$$\left\| M_{a\dots g}^{A_{n+1} - A_{n+1}} \right\| = \left\| M_{a\dots g}^{A_n - A_n} \right\| \cos(\beta), \quad (1)$$

где β - угол между осями симметрий сечений в плоскостях n и $n+1$;

матрица координат поверхностей зубьев зубчатого колеса:

$$\|M_{a..g}^{A_n - A_n}\| = \begin{matrix} \|M_{a..g}^{A_n - A_n}\| \\ \|M_{a..g}^{A_n - A_n}\| \\ \dots \\ \|M_{a..g}^{A_n - A_n}\| \end{matrix} = \begin{matrix} \|X_1 & Y_1\| \\ \|X_2 & Y_2\| \\ \dots & \dots \\ \|X_i & Y_i\| \end{matrix} \begin{matrix} \| \cos(\varphi_{Z1a..g}) & -\sin(\varphi_{Z1a..g}) & {}^n a_{xa..g} \| \\ \| \sin(\varphi_{Z1a..g}) & \cos(\varphi_{Z1a..g}) & {}^n a_{ya..g} \| \\ \dots & \dots & \dots \\ \| \cos(\varphi_{Z2a..g}) & -\sin(\varphi_{Z2a..g}) & {}^n a_{xa..g} \| \\ \| \sin(\varphi_{Z2a..g}) & \cos(\varphi_{Z2a..g}) & {}^n a_{ya..g} \| \\ \dots & \dots & \dots \\ \| \cos(\varphi_{Zja..g}) & -\sin(\varphi_{Zja..g}) & {}^n a_{xa..g} \| \\ \| \sin(\varphi_{Zja..g}) & \cos(\varphi_{Zja..g}) & {}^n a_{ya..g} \| \end{matrix} ;$$

где X_i, Y_i - координаты точек профиля зубчатого колеса, $i = 1 \dots N_p$ (N_p - количество точек),

$\varphi_{Zma..g}$ - угловая толщина зуба Z_j , $j = (1 \dots m)$;

${}^n a_{xa..g}$, ${}^n a_{ya..g}$ - координаты оси зубчатого колеса;

$A_n - A_n, A_{n+1} - A_{n+1}$ - расчётные сечения шестерни плоскостью, перпендикулярной оси вращения.

Модель динамической системы бортового редуктора используется для расчёта крутильных и поперечных колебаний ведущей шестерни (в вертикальной и горизонтальной плоскостях), связь которых обеспечивается кинематическим соотношением соответствующих перемещений (рис. 2):

$$R_1 \varphi_1 = R_2 \varphi_2 - X_1 - Y_1 \operatorname{tg}(\alpha), \quad (2)$$

где $R_1, \varphi_1, R_2, \varphi_2$ - делительные радиусы и углы поворота соответственно ведущей и ведомой шестерён;

α - угол профиля зубчатого зацепления;

X_1, Y_1 - смещение центра масс ведущей шестерни

Рекомендации по численным значениям коэффициентов жесткости зубьев, необходимые для получения расчетных нагрузок (в соответствии с рис. 2), полученные в различных источниках, отличаются между собой в значительных пределах. Поэтому для анализа действующей конструкции за основу берутся данные по расчёту жёсткости зубьев, полученные МКЭ, как наиболее точного метода, а для решения оптимизационных задач при отсутствии разработанных конструкций зубчатых колес – аналитические расчёты, основанные на учете как изгибных, так и контактных составляющих деформации.

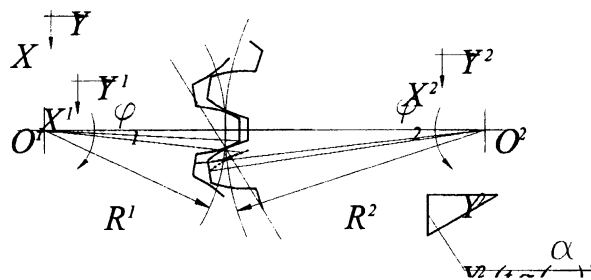


Рис. 2 Взаимосвязь крутильных и поперечных перемещений шестерён.

На рис. 3 показано соотношение деформации зуба ведущей шестерни δ , (в долях модуля упругости E), высоты зуба h (в долях модуля) и угла наклона зуба β , полученное обоими методами. Поверхности 1 – расчёт МКЭ, 2 – аналитический метод расчёта полу-

жены для деформаций зубьев ведущей шестерни бортового редуктора ведущего моста автобуса.

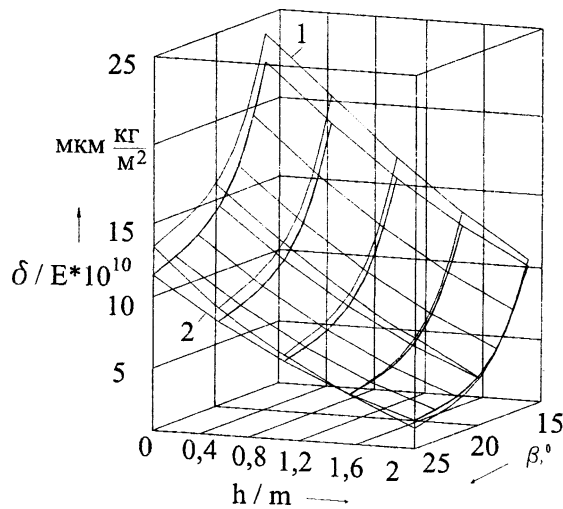


Рис. 3 Деформация зубьев при расчёте различными методами

Видно, что деформации, рассчитанные аналитическим методом (поверхность 2) оказываются несколько ниже на вершине зуба и выше у его корня из-за учёта податливостей обода зацепляющихся колёс.



Рис. 4. Взаимосвязь кинематической и динамической моделей в едином расчетном блоке модели трансмиссии.

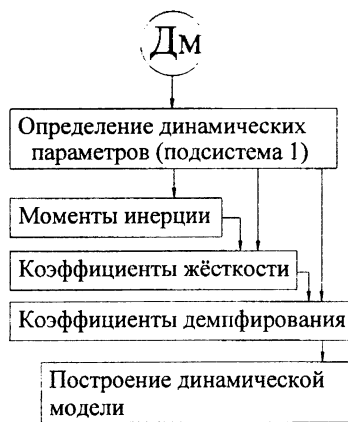


Рис. 6 Построение динамической модели.

На рис. 5 и 6 представлена схема автоматизированного построения модели трансмиссии с учетом взаимодействия обеих подсистем в соответствии с рис. 1.

УДК 629.11: 004.89

В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕМ НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ НЕЧЕТКИХ МНОЖЕСТВ

*Могилевский государственный технический университет
Могилев, Беларусь*

Автоматизация управления автомобилями позволяет существенно повысить показатели их эффективности и качество процессов функционирования механизмов и подсистем, обеспечить высокий технический уровень и конкурентоспособность. В связи с бурным развитием электронных вычислительных средств и микроэлектроники на современных автомобилях перспективным направлением автоматизации является создание интеллектуальных систем управления (ИСУ) [1].

Цель выполненных исследований — разработка алгоритма интеллектуального управления автомобилем с использованием методологии на основе теории нечетких множеств (ТНМ) [2, 3] и оценка его эффективности на конкретном автомобиле.

В качестве объекта управления выбран автомобиль-самосвал БелАЗ грузоподъемностью 45-60 т, оснащенный дизельным двигателем мощностью 537 кВт и гидромеханической коробкой передач (ГМКП) с блокируемым гидродинамическим трансформатором (ГДТ).

В соответствии с методологией системного подхода в процессе исследований объект автоматизации рассматривается как система с сосредоточенными параметрами, функционирующая в условиях внешней среды, оказывающей многофакторные случайные воздействия. Физические свойства объекта описываются системой обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений. Сложность теоретической математической модели не позволяет в приемлемые сроки решать поставленные проблемы и не годится для создания алгоритма работы контроллера системы управления. Для построения алгоритма функционирования автоматизированной системы управления (АСУ), оценки показателей качества и эффективности автотранспортных средств (АТС) целесообразно

использовать экспериментальные факторные модели [4]. Такие модели получают на основе теории планирования эксперимента.

Разработка алгоритма интеллектуального управления включает два этапа. На первом этапе проводился планируемый вычислительный эксперимент на основе теоретической математической модели автомобиля. Полученные регрессионные модели затем использовались для оптимизации характеристик АСУ [5]. Эти характеристики составляют основу ИСУ, ее ядро.

Далее это ядро необходимо трансформировать, наполнив его интеллектуальными качествами и наделив способностью мыслить и принимать решения. Для этого используются принципы теории искусственного интеллекта и ТНМ, что позволяет создать простой алгоритм работы контроллера системы управления, обеспечивающий высокое быстродействие и функционирование в режиме реального времени [2].

Трансформация ядра алгоритма АСУ является вторым этапом синтеза. На этом этапе используют методологию, изложенную в работе [3]. Данная методология включает следующие процедуры: описание информационных переменных с помощью функций принадлежности; составление продукционных правил управления; составление программы для получения выходного решения на основе составленных правил.

Использованы следующие информационные переменные: угловая скорость турбинного колеса ГДТ ω_t , положения педалей акселератора γ_a и тормоза γ_t , номер N_n включенной передачи, скорости изменения положения педалей акселератора $\dot{\gamma}_a$ и тормоза $\dot{\gamma}_t$, ускорение (замедление) \dot{v} машины и величина уклона i продольного профиля опорной поверхности дороги. С помощью функций принадлежности предпосылок IR, IZ, BNPA, BNPT, VU описаны информационные переменные γ_a , γ_t , \dot{v} , $\dot{\gamma}_a$, $\dot{\gamma}_t$, i [3]. В качестве функций принадлежности заключений PPVV и PPVN приняты Λ -образные функции. Используемые функции принадлежности нечетких множеств имеют следующий физический смысл: IR и IZ — интенсивность разгона и замедления, BNPA и BNPT — быстрота нажатия на педали акселератора и тормоза, VU — величина уклона, PPVV и PPVN — программные значения переключений соответственно на высшие и низшие передачи.

Были составлены 12 продукционных правил. Они сформированы с использованием стандартной программы «fuzzy logic» (рис. 1).

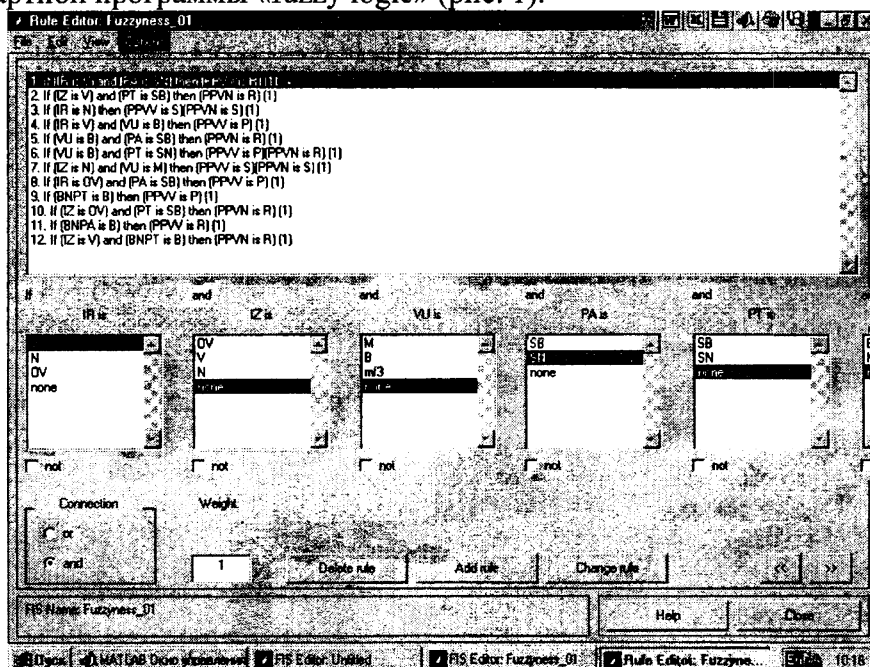


Рис. 1. Продукционные правила нечеткого управления

Для реализации на ЭВМ процедуры трансформации синтезированного ядра алгоритма для АСУ с использованием теории нечетких множеств была разработана программа, алгоритм которой приведен на рис. 2.

На рис. 3 показан алгоритм программы расчета эффективности управления автомобилем с применением теории нечетких множеств.

Исследования эффективности алгоритма управления автомобилем осуществлялись в соответствии со следующей методикой. Производились расчеты на ЭВМ при имитации движения карьерного самосвала БелАЗ-7555А по типовому маршруту карьера «Гранит» (г. Микашевичи). Длина трассы составляет 3000 метров и содержит 22 разбиения по участкам, включающим повороты, уклоны и единичные препятствия, требующие изменения скорости движения в соответствии с техническими требованиями на эксплуатацию автомобиля. Количество заездов равнялось трем в каждом направлении. При этом фиксировались следующие характеристики: средняя скорость движения $v_{ср}$, путевой расход топлива Q_s , количество переключений передач, блокировок и разблокировок ГДТ, величина максимальных продольных ускорений на рабочем месте водителя. Переключения передач, блокировки и разблокировки ГДТ осуществлялись по оптимальным характеристикам, разработанным в работе [5].

При моделировании учитывалась логика действий водителя, которая сводилась к различному воздействию на педали акселератора и тормоза, определяющему степень разгона либо замедления АТС. Имитировались действия квалифицированного водителя в типовых дорожных ситуациях, как то: снижение скорости на поворотах и при преодолении единичных препятствий путем применения основной тормозной системы, ограничение скорости на спусках, разгон с максимальной интенсивностью.

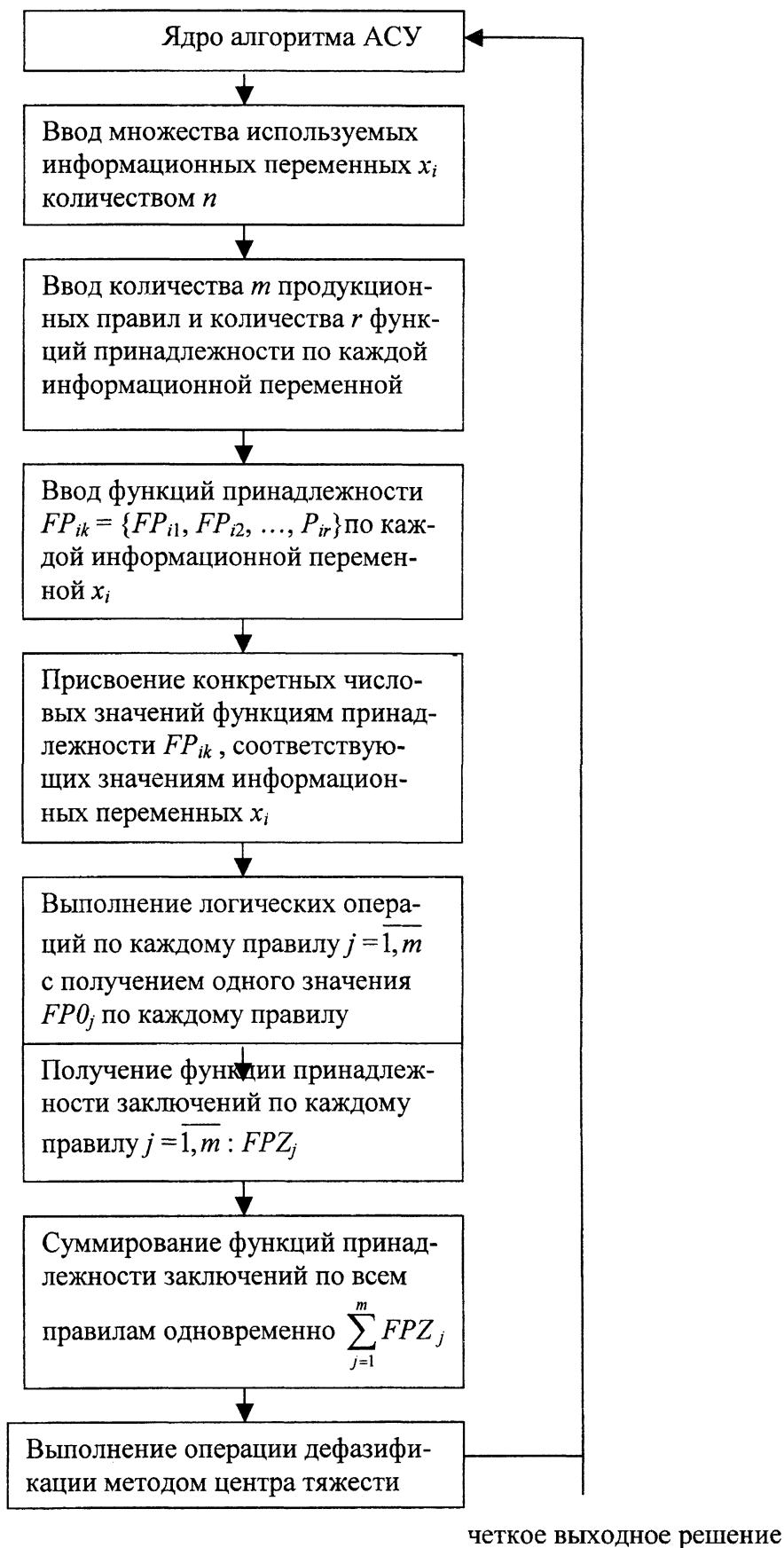


Рис. 2. Алгоритм программы получения выходного решения на основе теории нечетких множеств

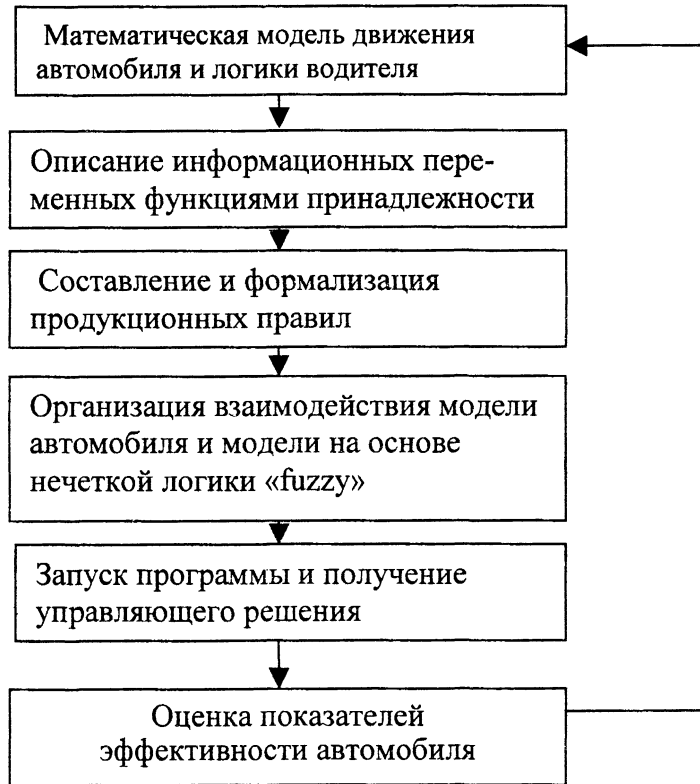


Рис.3. Алгоритм программы расчета эффективности управления автомобилем на основе теории нечетких множеств

На рис. 4 показаны результат формирования управляющего сигнала на переключение передачи при разгоне автомобиля программой «fuzzy».

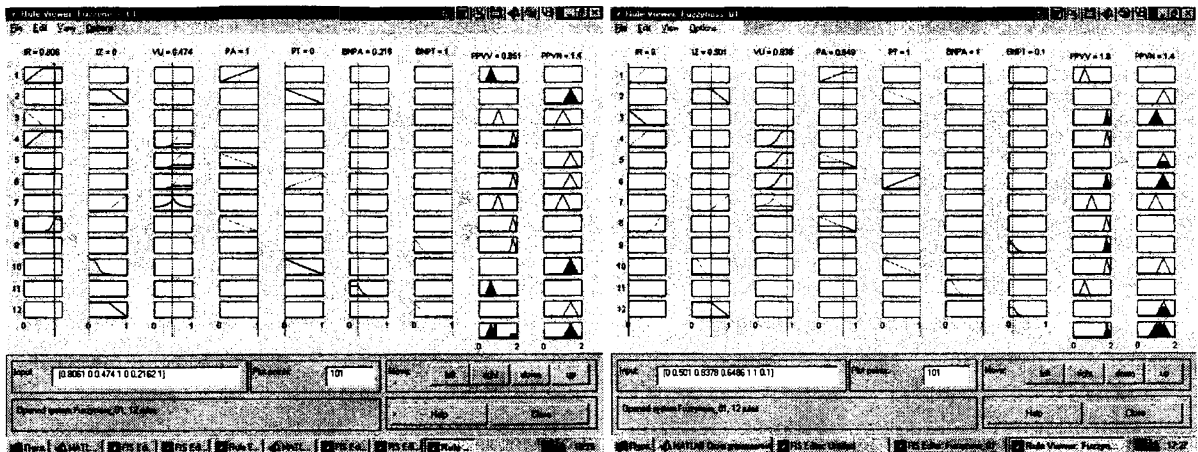


Рис. 4. Процессы получения управляющего сигнала:
 а — на режиме разгона; б — для режима торможения на спуске

Из рис.4,а видно, что при разгоне автомобиля (предположим, при движении на второй передаче) с ускорением $1,58 \text{ м/с}^2$ (соответствует значению аргумента параметра $IR = 0,806$) и полным и быстрым нажатии на педаль акселератора сформирована команда на более раннее переключение на высшую (третью) передачу, т.е. на 15% раньше по сравнению с программным значением. При движении автомобиля на крутом спуске (рис.4,б), соответствующем величине уклона $0,0836$, при резком торможении (полное и быстрое нажатие на педаль тормоза) сформированы две команды: запрет переключения

на высшие передачи (область программных значений $1,8 \omega_{т\text{ опт}}$) и смещение момента переключения на низшую передачу в сторону раннего управления на величину 40% от программного значения.

Эффективность алгоритма ИСУ автомобилем оценивалась по отношению к управлению по оптимальным характеристикам с элементами искусственного интеллекта и без них.

Средняя скорость, путевой расход топлива и другие показатели определялись по результатам пяти заездов по трассе на каждом из режимов движения: 1) с управлением по оптимальным характеристикам без учета и 2) с учетом интеллектуальных качеств системы.

В результате проведенных расчетов установлено, что в первом случае среднее количество переключений передач составило 26 (14 на высшие и 12 на низшие передачи), блокировок ГДТ — 24, разблокировок ГДТ — 20. Средняя скорость движения составила 6,72 м/с, а путевой расход топлива — 379,4 л / 100 км. Во втором случае общее количество переключений передач сократилось на 6 (в 1,3 раза); при этом достигнуто уменьшение количества переключений на высшую передачу на 4 (в 1,4 раза) в связи с запретом. Количество разблокировок ГДТ из-за ухудшения дорожных условий (подъемы и препятствия) увеличилось на 6 (в 1,3 раза). Последний фактор, очевидно, способствует наблюдаемому увеличению средней скорости движения (6,81 м/с) и снижению путевого расхода топлива (374,3 л / 100 км).

Установлено, что смещение программных характеристик управления (более ранние переключения передач) при движении автомобиля в условиях, приближенных к реальным, позволяют улучшить технико-экономические показатели. Сделан важный вывод: при разгоне или замедлении автомобиля необходимо осуществлять более ранние переключения передач. Эффективность такого управления оценивалась путем движения автомобиля по маршруту вначале без смещения характеристик управления, а затем со смещением, причем во втором случае применялось интеллектуальное управление. В итоге во втором случае средняя скорость повысилась на 5%, а путевой расход топлива снизился на 6%.

Установлен эффект повышения безопасности движения автомобиля и надежности управления при наделении системы интеллектуальными качествами. Это обеспечивается путем более строгого соблюдения предписаний инструкции по эксплуатации. Отмечено также, что максимальные значения продольных ускорений автомобиля в этом случае снижаются в 1,1—1,2 раза.

Результаты оценки эффективности управления приведены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1. Выявление эффекта от использования ИСУ на автомобиле

Показатель	Характеристики маршрута движения	
	Без единичных препятствий	С единичными препятствиями
Технико-экономические показатели		
Повышение средней скорости	+	—
Снижение расхода топлива	+	+
Снижение динамических нагрузок	+	+
Безопасность и надежность		
Обеспечение безопасности	+	+
Обеспечение надежности	+	+

Примечание: + есть эффект; — нет эффекта

Таблица 2. Результаты оценки эффективности ИСУ автомобилем

Режим движения	П а р а м е т р ы				
	Средняя скорость $V_{ср}$, м/с	Путевой расход топлива Q_s , л/100км	Макс. продол. ускорения \dot{v} , м/с ²	Количество переключений на 1 км пути	Количество блокировок (разблокировок) на 1 ГДТ на 1 км пути
1. Управление по оптимальным характеристикам без применения ИИ	6,72	379,4	1,23...1,27	8,7	14,7
2. Интеллектуальное управление	6,81	374,3	1,15...1,19	6,7	16,7
Характеристика увеличения параметра	1,013	—	—	—	1,14
Характеристика уменьшения параметра	—	1,014	1,07	1,3	—

Анализ приведенных в таблицах 1 и 2 результатов показывает, что использование ИСУ на АТС является обоснованным и дает неоспоримый эффект практически для всех случаев движения (исключением является режим движения с препятствиями, который приводит к некоторому снижению средней скорости). В целом интеллектуальное управление АТС на карьерном маршруте увеличило среднюю скорость движения автосамосвала на 1,3%, снизило путевой расход топлива на 1,4% и максимальные продольные ускорения на 7%. Отмечено снижение количества переключений передач (в связи с запретами) на 30% и некоторое увеличение количества блокировок/разблокировок ГДТ (на 14%). Невысокий процент улучшения скоростных и топливно-экономических показателей объясняется тем, что, во-первых, сравнение осуществлялось с теоретическими оптимальными, уже и так улучшенными характеристиками, во-вторых, интеллектуальное управление в первую очередь обеспечивало безопасность движения путем осуществления запретов на переключения на высшие передачи на спуске, при торможении и т.д., в-третьих, оценка производилась на маршруте, имеющем сравнительно небольшую протяженность. Снижение максимального продольного ускорения достигнуто, по-видимому, за счет коррекции моментов переключений передач в зависимости от величины ускорения (замедления) машины, а также за счет оперативного контроля за управляющими воздействиями (характеристиками нажатия на педаль акселератора и тормоза).

Выводы. Применение интеллектуального управления энергетическими режимами автомобиля позволило выявить следующие эффекты:

осуществлялось автоматическое смещение оптимальных характеристик управления переключениями передач при разгонах и замедлениях автомобиля. В результате средняя скорость увеличилась на 5%, а путевой расход топлива снизился на 6% по сравнению с управлением по оптимальным характеристикам без учета величины ускорения машины;

осуществлялись запреты на переключения на высшие передач в опасных ситуациях (на крутых спусках, при высоких скоростях движения, при нажатии на педаль тормоза);

обеспечено снижение продольных ускорений автомобиля даже без применения процессов управления двигателем при переключениях передач;

повысилась эффективность торможения путем применения торможения двигателем и более раннего переключения на низшие передачи;

повысилась общая безопасность управления автомобилем.

Исследования, проведенные в настоящей статье, могут быть положены в основу создания интеллектуальных систем управления различными автомобилями и разработки эффективных алгоритмов их управления.

Литература. Тарасик В.П. Концепция интеллектуальной системы управления гидромеханической трансмиссией АТС / В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич // Автомобильная промышленность. — 2000. — №6. — С.12—14. 2. Тарасик В.П. Нечеткие множества как основа синтеза алгоритмов управления ГМТ / В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич // Автомобильная промышленность. — 2001. — №1. — С.19—22. 3. Тарасик В.П. Методология синтеза алгоритмов управления гидромеханической трансмиссией автомобиля на основе теории нечетких множеств / В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич // Мехатроника. — 2001. — №1. — С.39—46. 4. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем. — Мн.: Дизайн-ПРО, 1997. — 640 с.: ил. 5. Тарасик В.П. Синтез алгоритмов управления гидромеханической трансмиссией карьерного самосвала БелАЗ / В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич // Весці НАН РБ, сер. Фіз-тэхн. навук. — 2001. — №2. — С.48—58.

УДК 629.11: 004.89

В.В. Корсаков, Ан.М. Захарик, Ал.М. Захарик, А.Н Кузьмин

ВЕДУЩИЙ МОСТ С ОПТИМАЛЬНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ СОСТАВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ БОРТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

*Минский автомобильный завод
Минск, Беларусь*

Для ведущего моста portalного типа транспортного средства построена динамическая модель с учётом кинематического взаимодействия её составляющих звеньев. Анализируя результаты моделирования, можно сделать вывод о существующих резонансных явлениях бортового редуктора в области рабочих частот трансмиссии, которые в значительной степени влияют на надёжность деталей трансмиссии. Однако, изменяя параметры элементов зубчатого зацепления, к которым

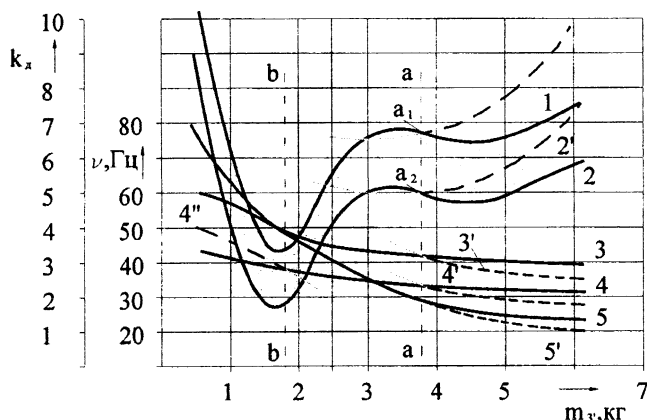


Рис. 1. Зависимость резонансной частоты и коэффициента динамичности от m_3 .

относятся числа зубьев (Z), модуль зубчатых колёс (m), угол наклона зуба (β), угол профиля (α), ширина зубчатого колеса (B), можно спроектировать редуктор с диапазоном собственных частот, находящимся вне пределов частот возбуждающих усилий.

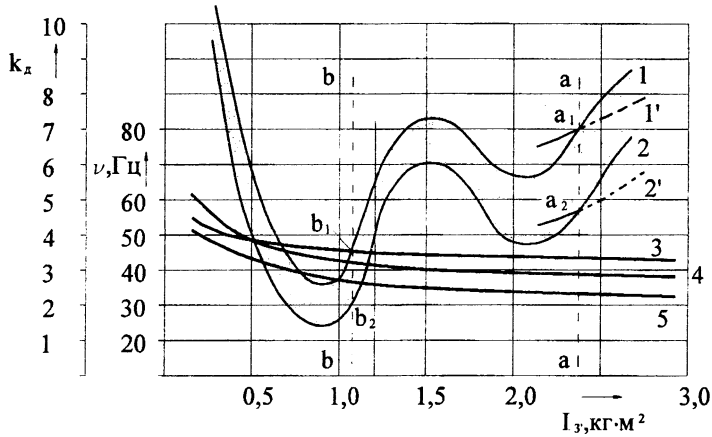


Рис. 2. Зависимость резонансных частот и коэффициента динамичности от I_3 .

Рассмотрим воздействие главных параметров трансмиссии на её динамическую нагруженность.

На рис. 1 представлена зависимость частот, при которых наблюдается резонанс и коэффициент динамичности, принятый в данном случае как мера статического момента на ведущей шестерне бортового редуктора ведущего моста от массы ведущей шестерни. Пунктирными линиями а-а и б-б обозначены пределы максимальных и минимальных значений m_3 , варьирование параметров внутри которых возможно без изменения конструкции. Точки $a_{1...5}$ являются значениями исследуемых параметров при изучении измененного агрегата с новыми характеристиками в пределах исходных требований к данному узлу.

На рис. 1 можно выделить 3 условные области, где изменение массы по-разному влияет на поведение резонансных кривых. Область “а” характеризуется резким снижением резонансных частот на всех кривых. Область “в” – переходная, на которой сохраняется значительное уменьшение резонансных частот обобщенной координаты u_3 и незначительно - крутящего момента M_3 и продольного смещения ведущей шестерни x_3 . В области “с” изменение массы практически не приводит к изменению частотного диапазона.

Аналогичные зоны можно выделить и на рис. 2, где показана зависимость резонансных частот для обобщенных координат, влияющих на работоспособность бортового редуктора, от момента инерции подвижных деталей бортового редуктора. В зоне “а” при незначительном увеличении момента инерции происходит существенное снижение

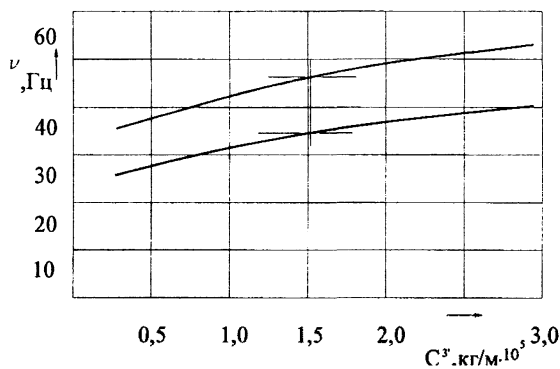


Рис. 3. Зависимость резонансных частот от изгибной жёсткости полуоси.

частот по всем кривым за исключением кривой x_3 , которая на всех диапазонах практически неизменна. Переходная зона "в" сглаживает резкое падение значений ординат и область "с" характеризуется практически пологими кривыми при значительном увеличении I_3 .

Зависимость резонансных частот от изгибной жесткости полуоси (в вертикальной (верхняя кривая) и горизонтальной (нижняя кривая) плоскостях) носит характер, изображенный на рис 3.

В области практически достижимых значений C_3 (внутри прямых a-a и b-b в соответствии с рис. 1 и 2) указанные кривые представляют собой почти прямые линии, незначительно изменяющие частоты с ростом изгибной жесткости. На частотные характеристики других параметров (X_3 , Y_3) изгибная жесткость практически не влияет и поэтому на рис. 3, в отличие от рис. 1 и 2 такая зависимость не приводится.

Влияние геометрических параметров зубчатых передач представлено на рис. 4 и 5. Указанные параметры в большей мере влияют на поперечные перемещения. Особого внимания заслуживает область "а" (рис. 5), где особенно сильно сказываются осевые нагрузки на подшипниковые узлы зубчатых колес бортового редуктора при больших α и область b, характеризующаяся резким возрастанием K_d .

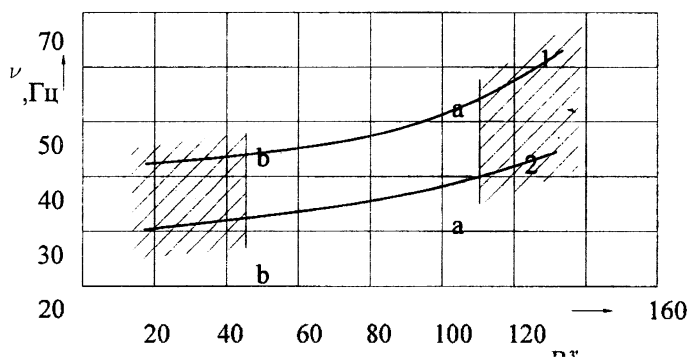


Рис. 4. Зависимость резонансных частот от геометрических размеров ведущего звена.

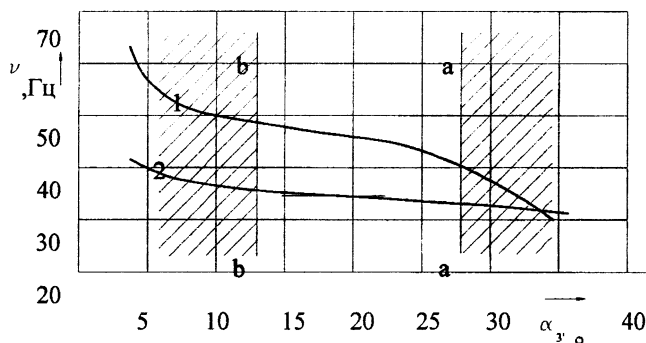


Рис. 5. Зависимость резонансных частот от угла профиля зубчатого колеса.

Приведенные графики влияния различных параметров трансмиссии транспортного средства на её частотные и динамические характеристики показывают, что динамическая нагруженность агрегатов в значительной степени зависит от конструкции каждой составной части. Задача конструктора обозначить зоны возможных динамических перегрузок и уже на этапе проектирования предвидеть возможные пути создания оптимальных агрегатов трансмиссии.

Основываясь на данных расчёта динамики трансмиссии, была разработана программа оптимизации параметров зубчатого зацепления, в основе которой было выделено 2 основных критерия:

- 1- резонансная частота лежит за пределами рабочей зоны исследуемого агрегата. При этом коэффициент динамичности K_d должен лежать в заданных пре-

делах для максимальных значений рабочих частот, т.е. дополнительно исследуется «пологость» подъема резонансной кривой для различных вариантов варьируемых параметров.

- 2- при невозможности выполнения критерия 1 при заданных ограничениях оптимизируемых параметров отобрать набор вариантов при условиях $\partial_{рез} < \partial_{зр}$ и $K_{дmax} \leq K_{дmax}$.

В качестве вспомогательных критериев используются также: минимум массы, предпочтение стандартному режущему инструменту, минимальные габариты, минимум стоимости.

В алгоритме оптимизации применён метод прямого перебора, т. к. при конструировании не всегда есть необходимость получения единственного решения. Часто в практических работах наиболее предпочтительным является получение набора возможных вариантов, предоставляя конструктору возможность выбора по дополнительным критериям эффективности, которые сложно заложить в алгоритм программы.

По результатам работы программы построена таблица, анализируя которую, можно сделать вывод о возможности подбора приемлемого варианта по дополнительным критериям оптимизации.

Оптимизируемые параметры и резонансные параметры

Таблица

№ п/п	$Z_{вщ}$	$Z_{вд}$	m	β	R	$\partial_{рез}$	$K_{д max}$
1	10	34	3,5	18	30,0	24,1	2,7
2	11	37	3,5	16	24,0	21,3	2,5
3	12	37	3,5	20	21,0	22,1	2,8
4	15	46	4	15	28,5	24,1	2,5
5	17	52	3,75	16	22,0	23,9	2,6
6	19	59	3,75	12,1	24,0	24,9	2,5
7	21	64	3,75	17	24,5	25,2	2,9
8	21	64	3,5	15	22,5	25,0	3,1

В частности, отбрасываются варианты №7 и №8, несмотря на довольно высокие $\partial_{рез}$ (25,2 для №7 и 25,0 для №8), т.к. данные варианты имеют высокие $K_{д}$.

Варианты №2 и №1 имеют хорошие показатели по $\partial_{рез}$ и $K_{д}$ и малые габариты из-за небольшого числа зубьев $Z_{вд}$ и низкого модуля. Однако неоправданно широкие венцы шестерен и большие радиусы полуосей делают неприемлемыми данные варианты для конструктивного воплощения. Сравнивая варианты 4 и 5 с 6 –м видим, что зубчатые колеса первых вариантов проигрывают по габаритной ширине. 3-й вариант по сравнению с 6-м имеет более высокий угол наклона зуба β , что дополнительно догружает упорные подшипники ведущей шестерни.

Таким образом, из определенного набора вариантов, руководствуясь теми или иными соображениями, конструктор имеет возможность выбрать вариант наиболее подходящий конструкции. В нашем случае – это вариант №6.

МОДИФИЦИРОВАННЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С УЛУЧШЕННЫМИ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

*Институт надежности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Несмотря на интенсивное развитие и совершенствование электроприводов зубчатые передачи до настоящего времени остаются одним из наиболее распространенных элементов трансмиссий, работающих в режиме редуцирования и мультипликации. Производство редукторов на их основе относится ко второй по объемам и значимости отрасли машиностроения индустриально развитых стран мира, что взаимосвязано прежде всего с относительно простыми схемами изготовления, низкой стоимостью, высокой надежностью и большой нагрузочной способностью передач зацеплением.

Вместе с тем, сама схема взаимодействия зубьев при передаче крутящих моментов обуславливает генерирование ими колебаний, связанных с динамическим взаимодействием зубьев при входе и выходе из зацепления значительными колебаниями жесткости по фазе зацепления. Зубчатые передачи становятся источником шума и вибраций, отрицательно воздействующих как на окружающую среду, так и сам механизм, интенсивность разрушения которого в связи с вибрационной нагруженностью в процессе эксплуатации возрастает.

Шумы и вибрации генерируются на зубцовых частотах и их гармониках, интенсивность которых возрастает с увеличением нагруженности и связана, в основном с периодическим изменением жесткости зацепления при повороте шестерен на угловой шаг, а также собственных частотах и их гармониках, возбуждаемых динамическим взаимодействием зубьев при входе и выходе из зацепления. Интенсивность последних возрастает практически линейно с увеличением частоты вращения зубчатых колес и в степенной – при увеличении отклонений их шагов зацепления, обусловленных погрешностями изготовления, износами и деформациями зубьев. При этом в зацеплении возникают динамические составляющие нагрузки, существенно изменяющие нагруженность зубьев и трибологические параметры их взаимодействия, что приводит к ускоренной потере их работоспособности.

Существующие способы решения этой проблемы условно можно разделить на три группы:

- повышение точности изготовления зубчатых передач;
- создание модифицированной, по сравнению со стандартной, геометрии зубчатого профиля;
- модифицирование конструкционного исполнения зубчатого колеса или передачи в целом.

Повышение точности изготовления зубчатых передач на одну степень позволяет снизить шум и вибрации на 1-2дБ, а в ряде случаев и выше, однако приводит к резкому увеличению их стоимости и усложнению технологии изготовления. Возникает необходимость введения в технологический процесс дорогостоящего, трудоемкого и технически сложного процесса шлифования зубьев. Однако и это не позволяет радикально решить существующие проблемы, поскольку не устраняет колебания жесткости зацепления и деформаций зубьев. Поэтому для высокоточных, в основном авиационных и автомобильных, передач были разработаны две группы технических решений, позволяющих снизить влияние этих факторов на виброакустическую активность передач за

счет создания модифицированной, по сравнению со стандартной, геометрии зубчатого зацепления:

- предложены технические решения, в которых зубья имеют повышенную податливость и увеличенную высоту головок, а передачи – коэффициент торцевого перекрытия, больший двух [1-4], при этом, в ряде случаев, угол профиля принимается меньшим 20° и подбираются наиболее целесообразные с позиций повышения эффективности применения данного подхода модуль и числа зубьев;

- разработаны передачи с зубьями, имеющими повышенную, по сравнению со стандартными, жесткость за счет увеличения угла профиля до 33° и модифицированную, с учетом деформации, эвольвентную поверхность зубьев.

При реализации приведенных выше подходов необходимы специализированные методики расчета и нестандартный режущий инструмент. Кроме того, их использование наиболее эффективно при седьмой и более высоких степенях точности изготовления зубчатых передач. Поэтому их применение наиболее рационально в серийном производстве и при создании уникальных дорогостоящих объектов. Однако при высоких окружных скоростях, повышенных требованиях к надежности и виброакустическим параметрам эти технические решения, в ряде случаев, оказываются экономически целесообразными и наиболее эффективными.

Модифицирование конструкционного исполнения зубчатых колес или передач в целом, как правило, используется в тех случаях, когда вследствие тех или иных особенностей конструкции применение приведенных выше подходов не позволяет решить возникающие проблемы по виброакустике и надежности в полном объеме. В ряде случаев требуется повышение ремонтпригодности передач. Однако в целом использование этого подхода приводит к усложнению и удорожанию передачи, поэтому его применение должно быть технически и экономически обосновано.

Существующие модифицированные конструкционные решения зубчатых передач могут быть условно разделены на следующие группы:

- самоустанавливающиеся при нагружении составные зубчатые колеса с упругоподатливым соединением венцов и ступиц [1];

- зубчатые передачи с упругоподатливыми дисками ступиц и размещенными на них демпфирующими элементами;

- зубчатые колеса, изготовленные из материалов с повышенными демпфирующими характеристиками.

В первой группе технических решений могут быть выделены конструкции, ориентированные, в основном, на использование в тяжелонагруженных тихоходных передачах, основным проблемным фактором которых является неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (и) или значительная внешняя динамическая нагруженность, возникающая на выходном валу редуктора при резком изменении внешних нагружающих моментов.

Наиболее полно научные основы создания составных зубчатых колес с упругим соединением венцов и ступиц и методические подходы к расчету эффективности их применения изложены в работах [1,2], обобщающих результаты исследований, проведенных в этом направлении в Институте надежности машин НАН Беларуси под руководством доктора технических наук, профессора Берестнева О.В.

Вместе с тем, как показал анализ многолетнего опыта их разработки, исследований и эксплуатации, к наиболее сложному узлу, лимитирующему работоспособность конструкции в целом, у зубчатых колес этого типа можно отнести соединение венца и ступицы, упругоподатливые характеристики которого определяют эффективность использования принятой конструкции, а прочностные – ее долговечность. При этом, как правило, необходимо комплексное решение проблемы, позволяющее не только обеспе-

читать рациональное сочетание этих параметров, но и надежное крепление венца и упругих соединительных элементов в осевом направлении, даже при использовании данных конструктивных решений в прямозубых передачах, не имеющих значительных осевых нагрузок.

При отсутствии резких (до 2-5 раз) динамически изменяющихся внешних нагружающих моментов в тихоходных зубчатых передачах, например, в бортовых узлах гусеничных тракторов и редукторах технологического оборудования, работающего со стационарными скоростями вращения, наиболее технологичным и экономически целесообразным техническим решением является выполнение составных зубчатых колес, состоящих из венца 1 и ступицы 2, соединенных посредством эвольвентного шлицевого соединения 3

(рис.1) [5]. Крепление венца 1 в осевом направлении может быть осуществлено пластинами 4, размещенными равномерно вдоль поверхности разъема венца 1 и ступицы 2.

Конструкция обеспечивает самоустановку под нагрузкой «плавающего» венца 1 по сопрягаемому зубчатому колесу и определенный уровень снижения динамических составляющих нагрузки за счет собственной податливости обода как гибкого кольцевого элемента, толщина которого по наименьшему сечению принимается равной 2-2,5 модулей зубьев.

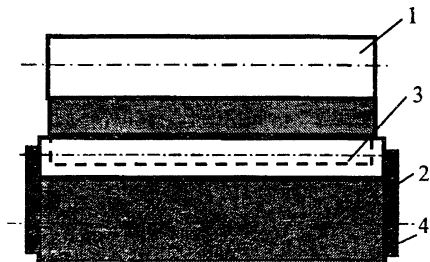


Рис.1

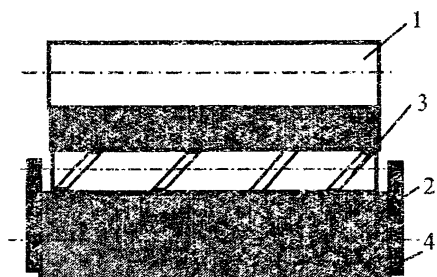


Рис.2

При наличии значительных внешних динамически изменяющихся нагрузок и более высоких частот вращения более рационально применение составных зубчатых колес (рис.2) с соединением венца 1 и ступицы 2 посредством упругих цилиндрических элементов 3 [6], в качестве которых могут быть использованы витые упругоподатливые ролики стандартных подшипников. Элементы 3 размещаются в цилиндрических отверстиях, выполненных равномерно вдоль поверхности разъема венца 1 и ступицы 2. Крепление зубчатого венца 1 в осевом

направлении также, как и в предыдущем решении, осуществляется посредством пластин 4. Упругие элементы 3 размещаются в посадочные отверстия с натягом. В ряде случаев могут быть использованы конусообразные упругоподатливые элементы, позволяющие регулировать натяг в соединении венец-ступица.

При использовании приведенных технических решений в косозубых зубчатых передачах целесообразно на поверхности разъема ступицы выполнение специальных буртиков 5, обеспечивающих опору венца в осевом направлении при воздействии осевых сил (рис.3).

Во всех приведенных технических решениях на внутренней поверхности зубчатого венца или ступицы выполняется базирующий поясок 6, обеспечивающий центрирование зубчатого венца относительно оси колеса, и скосы 7, позволяющие ему самоустанавливаться по отношению к сопрягаемому зубчатому колесу за счет осевого прогиба обода как гибкого кольцевого элемента.

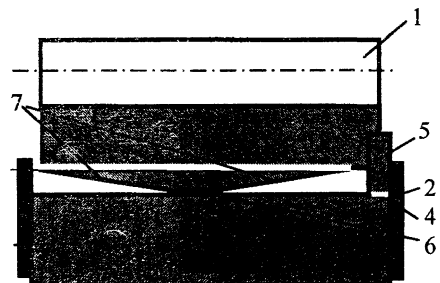
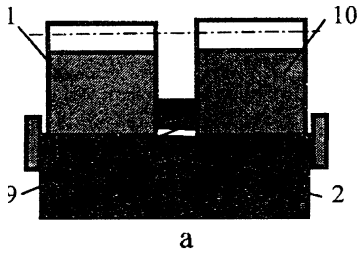


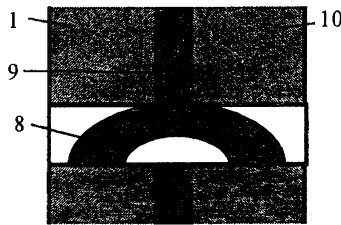
Рис.3

Венец и ступица этих зубчатых колес могут быть изготовлены из различных материалов, что позволяет снизить потребности в высококачественных легированных

сталих, обычно используемых при изготовлении зубчатых венцов. Конструкция обладает повышенной ремонтпригодностью и может быть эффективно использована при восстановлении работоспособности зубчатых передач, в особенности крупногабаритных и крупномодульных. В этом случае от ступицы отделяется изношенный зубчатый венец и на его место устанавливается новый, соединенный с ней посредством упругих элементов.



а



б

Рис.4

В шевронных зубчатых передачах (рис. 4,а) отверстия для упругих элементов вдоль поверхности разъема венца и ступицы могут быть выполнены как прямоугольные шпоночные пазы, а упругие элементы – в виде упруго-податливых V – образных шпонок 8, срединная часть которых взаимодействует с кольцевым выступом 9 на ступице 2, а концы – с соответствующими венцами 1, 10 [7]. На рис. 4,б показана схема взаимодействия приведенных элементов. Реализация данного технического решения позволяет снизить динамическую составляющую нагруженности и неравномерность ее распределения между зубчатыми венцами, что в ряде случаев имеет существенное значение для этого вида передач.

В целом использование приведенных технических решений позволяет уменьшить неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий в 1,2-1,4 раза, повысить долговечность зубчатых передач в 1,4 - 2 раза и снизить их виброакустическую активность на 3-5,5дБ (рис.5, где 1, 2 – октавные спектры и общие уровни виброускорений передач с составными зубчатыми колесами, 3,4 – аналогичные характеристики соответствующих им по модулю и геометрическим параметрам передач с цельнометаллическими колесами).

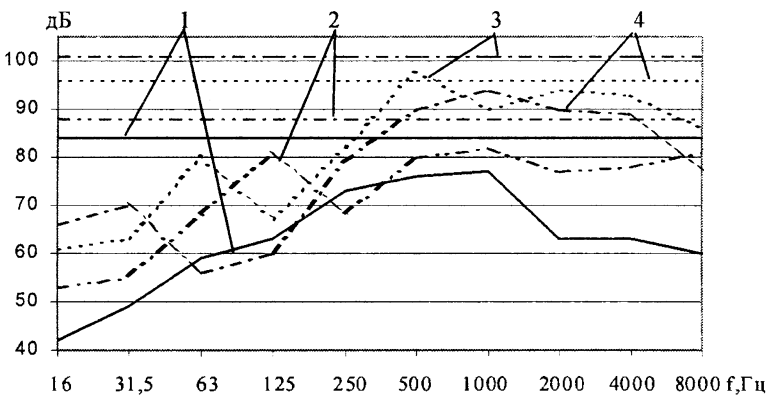


Рис.5

Зубчатые передачи с упругоподатливыми дисками ступиц и размещенными на них, при необходимости, демпфирующими элементами ориентированы на использование, в основном в скоростных передачах станков и технологическом оборудовании, работающие при стационарных скоростных и силовых режимах эксплуатации. По условиям функционирования в процессе эксплуатации условно они могут быть разделены на две основные группы:

* шестерни непереключаемых и переключаемых передач, имеющие динамически нагруженные закругленные торцевые поверхности зубьев, и работающие в основном на контактную усталостную прочность и износ при осевых перемещениях в процессе переключения;

К характерным особенностям их частотного диапазона (рис. 5) можно отнести то, что у составных зубчатых колес этого типа (кривые 1,2 на рис.5) в низкочастотном диапазоне колебаний уровни генерируемых вибраций могут несколько превышать уровни виброактивности цельнометаллических зубчатых передач (кривые 3,4 на рис.5), что связано с упругим характером соединения венца и ступицы.

* непереключаемые зубчатые колеса, имеющие значительный запас прочности при изгибе зубьев.

В первой группе технических решений улучшение виброакустических характеристик и обеспечение высокой надежности конструкционного решения может быть достигнуто за счет создания заданного градиента упругоподатливых и демпфирующих характеристик ступицы в радиальном сечении шестерни. Зубчатые передачи этой группы (рис. 6) могут быть выполнены в виде цельнометаллических зубчатых колес 1,2, установленных на валах 3,4. Со стороны торцов на дисках ступиц выполняются кольцевые выборки, заполняемые демпфирующим порошковым материалом [8].

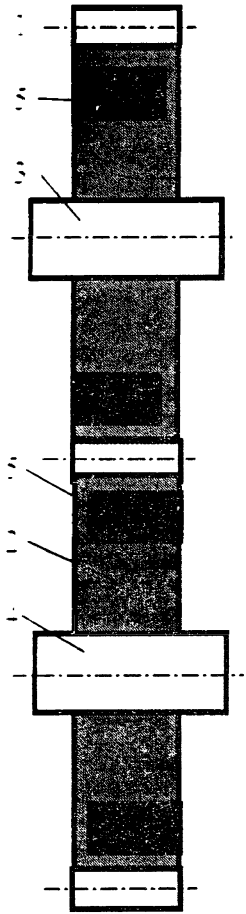


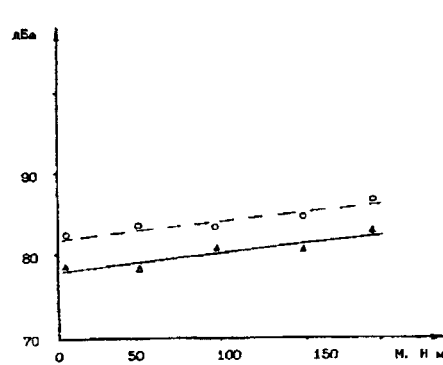
Рис.6

Данное конструкционное решение обеспечивает не уступающую цельнометаллическому колесу износостойкость, контактную и изгибную усталостную прочность зубьев и повышенную надежность конструкции при динамическом нагружении венца и шлицевого сопряжения ступицы. Улучшение виброакустических характеристик достигается за счет повышенного демпфирования колебаний, генерируемых в зубчатом зацеплении. При стабильных нагрузочных характеристиках эксплуатации зубчатой передачи и рациональном подборе толщин зубчатых венцов и перемычек, соединяющих их со ступицей, приведенная конструкция может использоваться без порошковых вставок.

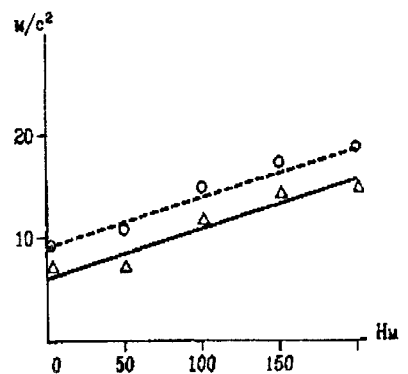
Данное техническое решение может быть использовано в переключаемых зубчатых передачах с подвижными в осевом направлении шестернями. При малой ширине ступицы и значительных осевых ударных нагрузках, соединяющая венец и ступицу перемычка может быть выполнена толщиной 0,1-0,15 от модуля зубьев, что обеспечивает высокую надежность конструкции в целом.

Несмотря на относительно простую конструкцию, использование приведенного выше технического решения позволяет

эффективно снизить уровень генерируемого шумом передач шум на 4-8 дБ (рис.7, а)[8]. При наличии спеченного порошкового демпфирующего элемента, вибрации снижаются незначительно (рис. 7, б), при его отсутствии - на 3-6 дБ. Однако и в том и другом случае существенно уменьшается динамическая составляющая нагруженности зубьев.



а



б

Рис.7

В техническом решении [9], показанном на рис.8, зубчатое колесо 1 базируется непосредственно на валу 2, что исключает появление дисбалансов, обеспечивает высокую точность его центрирования и возможность использования в скоростных зубчатых передачах практически без ограничений по частотам вращения. Вместе с тем, он непо-

средственно не связан с валом 2 в окружном направлении. Требуемая для передачи крутящего момента силовая связь осуществляется через демпфирующий элемент 3, ступицу 4 и шпоночное соединение 5. Это обеспечивает эффективное снижение виброакустической активности зубчатой передачи практически во всем частотном диапазоне частот, достигающее на зубцовых частотах 8-14дБ (рис.9, [9]).

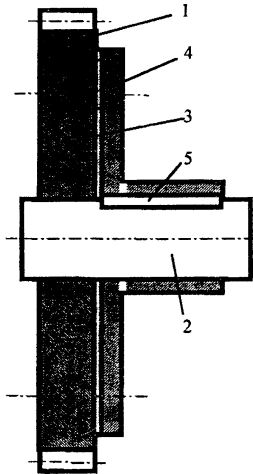


Рис.8

В ряде случаев достаточно эффективным оказывается технологически простое решение, заключающееся в размещении, механическим путем или напылением газотермическим методом, демпфирующих покрытий на торцевых поверхностях дисков ступиц [8], а также использование в конструкции

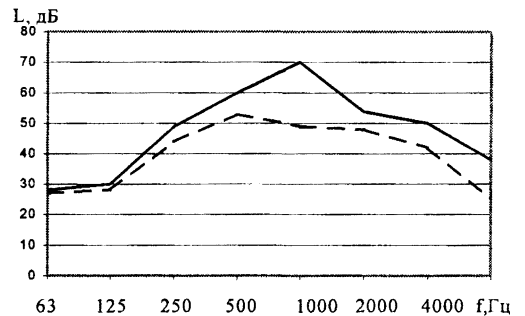


Рис.9[9]

клеевых соединений, обеспечивающих эффективное демпфирование генерируемых в зубчатом зацеплении колебаний [10,11].

Зубчатые передачи из материалов с повышенными демпфирующими характеристиками включают в себя:

- полимерные и металлополимерные зубчатые колеса, методики расчета и проектирование которых наиболее полно представлены в работе [12];
- металлопорошковые зубчатые колеса [8];
- зубчатые передачи из алюминиевых сплавов с модифицированными оксидокерамическими покрытиями на рабочих поверхностях зубьев [13-16].

Зубчатые колеса из спеченных порошковых материалов могут быть использованы при наличии значительного запаса статической и усталостной прочности зубьев при изгибном нагружении. В этом случае они могут быть целиком изготовлены из спеченного порошкового материала, имеющего пористость 10...15%, заполненную компактными металлами: в зоне зубчатого венца медью, а в зоне ступицы - свинцом [8]. Это позволяет обеспечить повышенное демпфирование колебаний, генерируемых в зубчатом зацеплении, и повышенную износостойкость рабочих поверхностей зубьев. Улучшенные виброакустические характеристики и повышенная надежность могут быть достигнуты путем создания заданного градиента свойств в осевом направлении, при использовании данных технических решений в винтовых и цилиндрических косозубых передачах.

Создание передач с зубчатыми колесами из алюминиевых сплавов, на рабочих поверхностях которых сформированы многослойные покрытия на основе модифицированной, в том числе ультрадисперсными алмазами, металлокерамики, имеющие толщины $0,07 \pm 0,3$ мм и твердость $12 \div 22$ ГПа, неразрывно связано с постоянно растущими требованиями к повышению их надежности при одновременном снижении генерируемых шумов и вибраций, себестоимости изготовления, веса и энергопотребления.

Учитывая относительно высокую хрупкость немодифицированных оксидокерамических покрытий этого типа, разрушающихся под воздействием интенсивных динамических нагрузок, для обеспечения требуемых параметров надежности, при проектировании и изготовлении металлокерамических редукторов применим комплексный подход к решению этой проблемы, включающий:

- разработку конструкции редуктора с учетом реальных условий эксплуатации, обеспечивающей эффективное снижение динамической нагруженности рабочих поверхностей взаимодействующих элементов и имеющей внутренние напряжения в де-

талях конструкции на уровнях, приемлемых с позиций реализации требований к прочностным характеристикам композиционной металлокерамики и алюминиевых сплавов основы;

- подбор состава многослойной композиционной металлокерамики, сформированной на рабочих поверхностях взаимодействующих между собой деталей привода, обеспечивающего с позиций прочности, при кратковременных перегрузках и многоцикловом нагружении, наиболее рациональное сочетание свойств материалов и их толщин, приемлемые трибологические параметры и, связанных с ними, коэффициенты трения;

- формирование наиболее рациональных, технически и экономически обоснованных технологических схем изготовления основных элементов конструкции, включая создание на их рабочих поверхностях композиционной металлокерамики.

Зубчатые передачи из материалов с повышенными демпфирующими характеристиками обеспечивают на 8-12 дБ меньший уровень виброакустической активности, по сравнению с цельнометаллическими, но имеют более низкие уровни допустимых напряжений при изгибе зубьев, что необходимо учитывать при их использовании в приводах зацеплением.

Литература. 1. Берестнев О.В. Самоустанавливающиеся зубчатые колеса.- Мн.: Наука и техника. 1983.-312 с. 2. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи модифицированного исходного реечного контура. М., 1962. 3. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами: Обобщенная теория и проектирование. М., 1974. 4. Берестнев О.В., Жук И.В., Неделькин А.Н. Зубчатые передачи с повышенной податливостью зубьев. - Мн.: Навука і тэхніка, 1993.-183 с. 5. Авт.свид. СССР № 1071047. Зубчатое колесо/ О.В.Берестнев, В.Л. Басинюк, И.В.Жук, С.К.Скорыходов, В.А. Коваленко. 6. Авт.свид. СССР № 1135942. Зубчатое колесо/О.В.Берестнев, В.Л.Басинюк, И.В.Жук и др.-Опубл. в Б.И., 1985, № 3. 7. Авт.свид. СССР № 1164485.Зубчатая передача/О.В.Берестнев, В.Л.Басинюк, И.В.Жук, А.М. Гоман.-Опубл. в Б.И., 1985, № 24. 8. Берестнев О.В., Басинюк В.Л., Чемисов В.Б. Зубчатые колеса пониженной виброактивности.-Новополоцк:-Изд.ПГУ, 1977.-122с. 9. Авт.свид. СССР № 1825929. Зубчатое колесо/О.В.Берестнев, В.Л.Басинюк, А.Э. Абрагимович, И.С. Таранов.-Опубл. в Б.И., 1993, № 25. 10. Клеевой способ восстановления блоков шестерен коробок передач автомобилей// О.В.Берестнев, Басинюк В.Л., А.А.Якимович, А.А.Сверчков, А.В.Корзун, Е.И.Лисовский.// Информационный листок № 84-261,серия 73.31.41, БелНИИТИ,1984г. 11.Авт.свид. СССР № 1377489. Составная вал-шестерня / О.В.Берестнев, В.Л. Басинюк, Н.Н. Ишин, И.В.Жук, А.А. Сверчков, А.А. Якимович. -Опубл. в Б.И., 1988, № 8. 12. А.В. Белый, В.Е. Старжинский, С.В. Щербаков. Металлополимерные зубчатые передачи.-Мн.: Наука и техника, 1981.-351с. 13. Свидетельство на полезную модель № 22811 РФ кл.⁴ 7 F 16 H 7/02, 37/02. Передача с гибкой связью /В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, М.А. Леванцевич//Бюл., 2002, № 11.14. Mardosevich E.I., Basinyuk V.L.Metal-Ceramics Systems of Increased Reliability for Dynamically Loaded Drives of Robotics and Devices of Service Maintenance and Management/Nonlinear Dynamics, Chaos, Catastrophes and Control. International Students' Conference. May 24-25, 2001. Riga Technical University. 15. Пат. 251 ВУ, МПК F 16 H 1/48. Редуктор / О.В.Берестнев, В.Л.Басинюк, М.В.Кирейцев. № 20000116; Заявл. 26.07.2000; Опубл. 31.12.2001 // Афіцыйны бюлетэнь: Вынаходства. Карысныя мадэлі. Прамысловыя узоры. / Дзярж. Пат. Ведамства Рэсп. Беларусь. – 2001. – №48. – С.47. 16. Пат. 424 ВУ, МПК С 23 С 28/00. Редуктор / М.А.Белоцерковский, В.Л.Басинюк, А.В.Федаравичус, М.В.Кирейцев. № 200110142; Заявл. 12.06.2001; Опубл. 12.12.2001 // Афіцыйны бюлетэнь: Вынаходства. Карысныя мадэлі. Прамысловыя узоры. / Дзярж. Пат. Ведамства Рэсп. Беларусь. – 2001. – №28(4). – С.67.

О ПРОЕКТИРОВАНИИ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С КОЭФФИЦИЕНТОМ ПЕРЕКРЫТИЯ БОЛЬШИМ ДВУХ

*Институт надежности машин
Минск, Беларусь*

Опыт проектирования, производства и эксплуатации зубчатых передач с увеличенным коэффициентом перекрытия ($\epsilon_\alpha > 2$) показывает, что такие передачи имеют пониженную виброактивность и увеличенную несущую способность. По данным экспериментальных исследований зубчатые передачи с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha = 2,15$ выдерживают нагрузку по контактной прочности рабочих поверхностей зубьев в 1,5 - 1,8 раза большую, чем передачи со стандартным профилем зубчатых колес [1]. Общая динамическая нагруженность таких зубчатых передач снижается: наблюдается уменьшение в 5 - 8 раз интенсивности вибраций, возбуждаемых передачей с частотой пересопрежения, уровень вибрации уменьшается на 30% [2], а уровень шума на 10 - 12% [1].

Вместе с тем, зубчатые передачи с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha > 2$ находят ограниченное применение в отечественном машиностроении. Это связано с трудностями проектирования и изготовления таких передач. В частности, получение коэффициентов перекрытия $\epsilon_\alpha \geq 2,05$ с одновременным удовлетворении других показателей зацепления с использованием традиционных методик проектирования и стандартного инструмента практически невозможно. Кроме того, с увеличением коэффициента перекрытия возрастают скорости скольжения в крайних точках активных профилей зубьев, что вызывает опасность заедания поверхностей зубьев [2, 3].

Настоящая работа посвящена вопросам проектирования зубчатых передач пониженной виброактивности с $\epsilon_\alpha > 2$, удовлетворяющих рекомендациям ГОСТ по параметрам толщины зуба при вершине и по допустимым значениям удельного коэффициента скольжения.

Чтобы уменьшить скорость скольжения профилей в крайних точках активного профиля зубьев применяют максимально возможные углы зацепления ($\alpha_w > 20^\circ$) [3], которые можно получить в передачах с $\epsilon_\alpha > 2$ только используя нетрадиционные методы проектирования зубчатых передач, например, обобщенную теорию эвольвентного зубчатого зацепления [4], позволяющую создавать передачи с оптимальными параметрами вне зависимости от производящего контура.

Расчет зубчатых колес показывает, что при серийных параметрах (числе зубьев, заданном межосевом расстоянии и фиксированном значении толщины зубьев на окружности вершин) невозможно реализовать эвольвентное зацепление с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha > 2$ без ухудшения таких качественных показателей, как удельные скольжения, величины которых достигают в этом случае недопустимых пределов. Для получения приемлемых вариантов зубчатых зацеплений необходима корректировка в процессе расчета чисел зубьев при сохранении неизменных величин передаточного отношения.

Таким образом, проектирование зубчатых передач по методике [4] требует многократной проверки вариантов зацепления с целью выбора оптимального варианта. Для устранения этого недостатка была осуществлена доработка существующей методики

расчета зубчатых колес в обобщающих параметрах с целью получения варианта, удовлетворяющего заданным значениям качественных показателей.

Изолинию $\varepsilon_\alpha, z_1, z_2, m_{a1,2} = \text{const}$ существования эвольвентного зацепления можно построить в координатах α_a (углов профиля при вершинах зубьев). Параметр m_a показывает отношение дуговой толщины при вершине зуба S_a к диаметру основной окружности d_b . Таким образом, уже на этом этапе проектирования мы можем задаться его рекомендуемым значением. На рис.1 показана изолиния $z_1=47; z_2=50; m_{a1}=0,0106; m_{a2}=0,01; \varepsilon_\alpha=2,05$ в координатах α_{a1}, α_{a2} построенная по уравнению :

$$(1+u) \cdot \text{inv}(\text{arctg}((\text{tg}\alpha_{a1}+u \cdot \text{tg}\alpha_{a2}-2 \cdot \pi \cdot \varepsilon/z_1)/(1+u)))- (m_{a1} \cdot \cos\alpha_{a1}+\text{inv}\alpha_{a1}+u \times (m_{a2} \cdot \cos\alpha_{a2}+\text{inv}\alpha_{a2})-\pi/z_1)=0$$

Параметры $m_{a1,2}$ определяют рекомендуемое соотношение $S_{a1,2}=(0,3 \div 0,4) \cdot m$ (где m - модуль передачи). Изолиния отличается от аналогичной в координатах ϑ_1, ϑ_2 (углов профиля на окружности заострения) отсутствием преобразования $\vartheta_\Delta = \text{arcsin}(m_a \cdot \cos\alpha_a + \text{inv}\alpha_a)$, сохраняя при этом соответствие всем узловым точкам. Кривая DEAFC на рис. 1 ограничена точками D и C начала интерференции.

Осуществлялся поиск оптимальных значений α_{a1}, α_{a2} исходя из критериев: $V_{p1,2} \rightarrow \min$, угол зацепления $\alpha_w \rightarrow \max$ при $\varepsilon_\alpha = \text{const} = 2,05$. При исследовании контура была обнаружена сложная неявная обратная зависимость $V_{p2\max}$ от $V_{p1\max}$ (рис. 2). Из графика видно, что существует некоторая пара координат на изолинии $\varepsilon_\alpha = 2,05$ при которых $V_{p2\max} = V_{p1\max} = V_{p \text{ опт.}}$. В случае отклонения от этого значения получаем увеличение одной из величин V_p при одновременном уменьшении другой. Для практики важно иметь минимальное значение одновременно двух показателей.

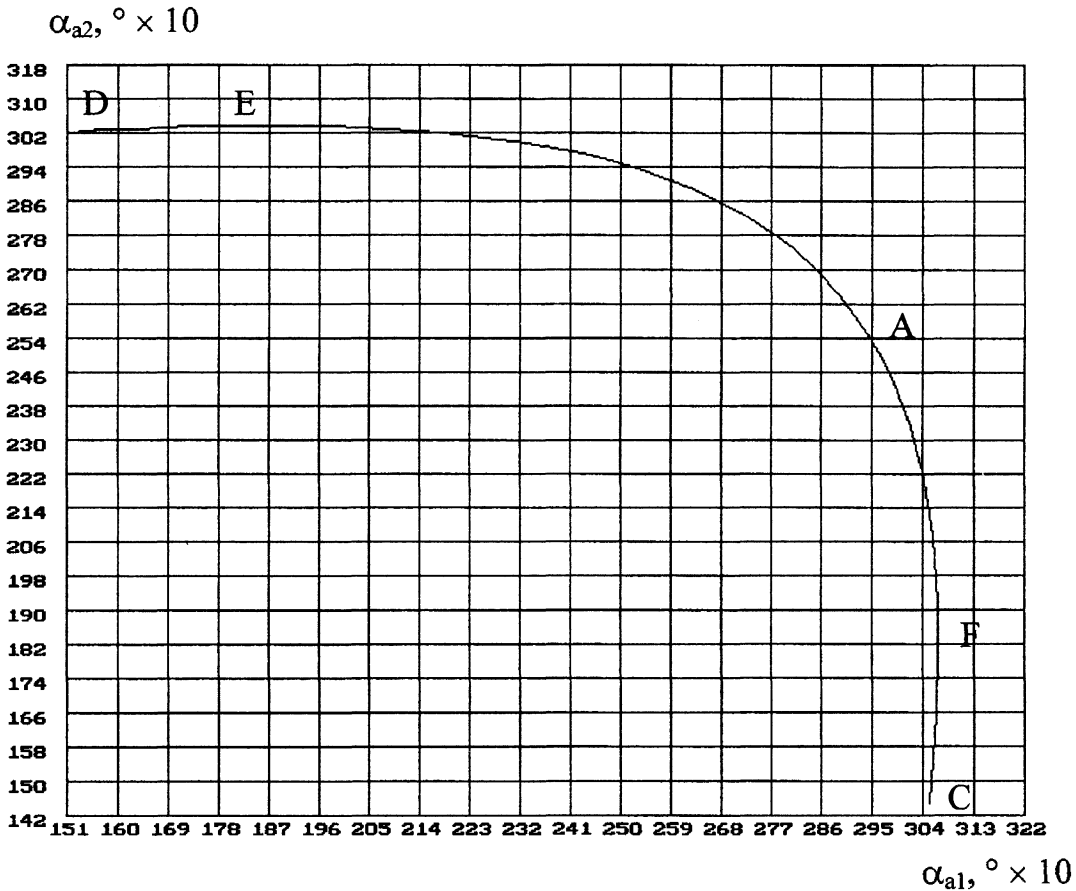


Рис.1 Изолиния в обобщающих параметрах α_{a1}, α_{a2} в десятых долях градуса ($^\circ \cdot 10$) для $z_1=47, z_2=50, m_{a1}=0.0106, m_{a2}=0.0100, \varepsilon_\alpha=2.05$.

$V_{p \max 2} = f_2(\alpha_{a1})$ по изолинии $\varepsilon_\alpha = 2.05$. В точке А значение $V_{p \max 1} = V_{p \max 2} = V_{p \max \text{ опт.}}$

Другим важным параметром передачи является угол зацепления α_w , к максимальному значению которого в таких передачах, как правило, стремятся. Получение параметров α_{a1} , α_{a2} для точки на изолинии $\epsilon_\alpha = 2,05$, где $\alpha_w = \max$, производили согласно [4] (рис 3). Координаты точек, где α_w достигают максимально предельных значений и $V_{p2\max} = V_{p1\max}$ в общем случае близки, но различны (рис. 4), поэтому для оптимизации приходится выбирать один из критериев или какой-либо компромиссный вариант.

В результате расчета с использованием компьютерных программ, разработанных на основе усовершенствованной методики синтеза зубчатых передач в обобщающих параметрах, спроектирована и изготовлена зубчатая передача: $z_1=47$, $z_2=50$, $a_w=146,25\text{мм}$, $\alpha_w=21,5^\circ$, $\vartheta_1=29,7994^\circ$, $\vartheta_2=26,2660^\circ$, $m_{a1}=0,0106$, $m_{a2}=0,01$, $\alpha_{p1}=14,49^\circ$, $\alpha_{p2}=14,77^\circ$, $S_{a1,2}=1,4\text{мм}$, $\epsilon_\alpha=2,05$, $V_{p1,2}=1,02$, степень точности 7-Вс.

Для повышения плавности работы и устранения кромочных ударов в экспериментальной передаче применена профильная модификация головки зубьев, которая выполнялась в процессе шевингования.

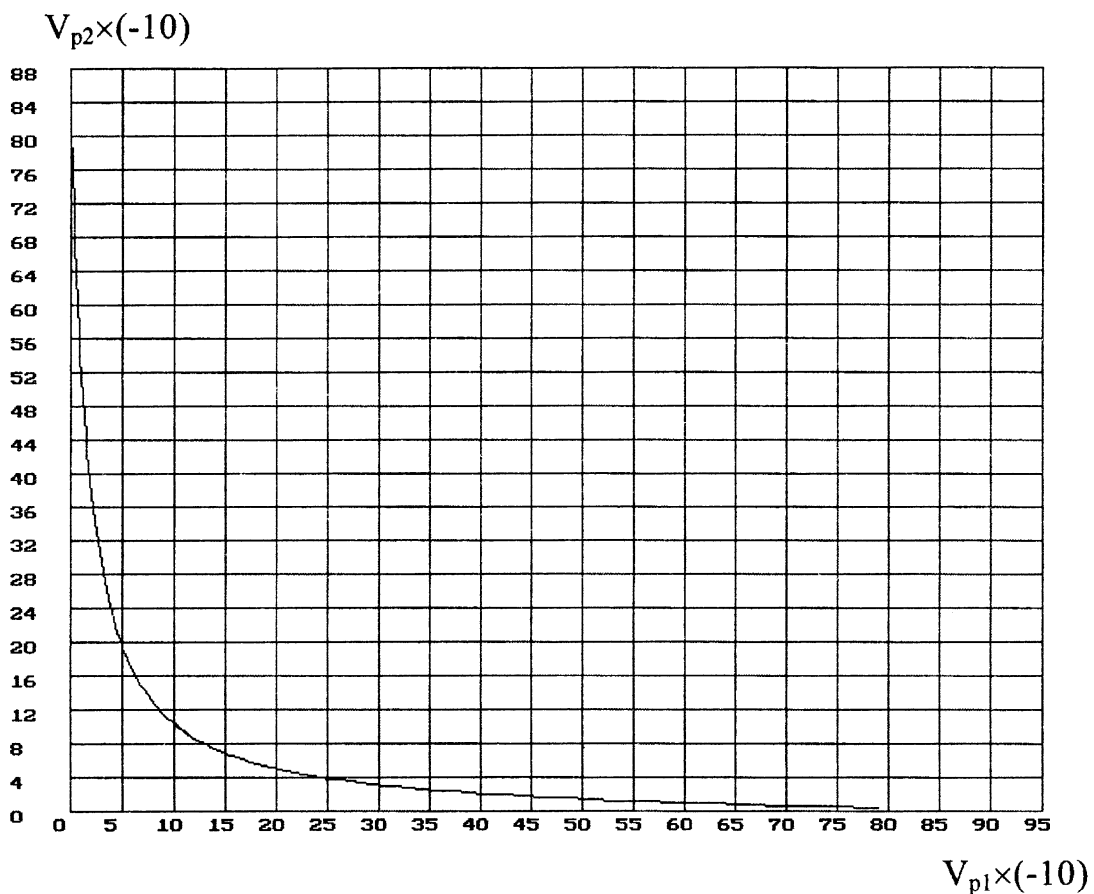


Рис.2 График зависимости максимальных коэффициентов удельного скольжения $V_{p \max 2} = f(V_{p \max 1})$ по изолинии $\epsilon_\alpha = 2,05$.

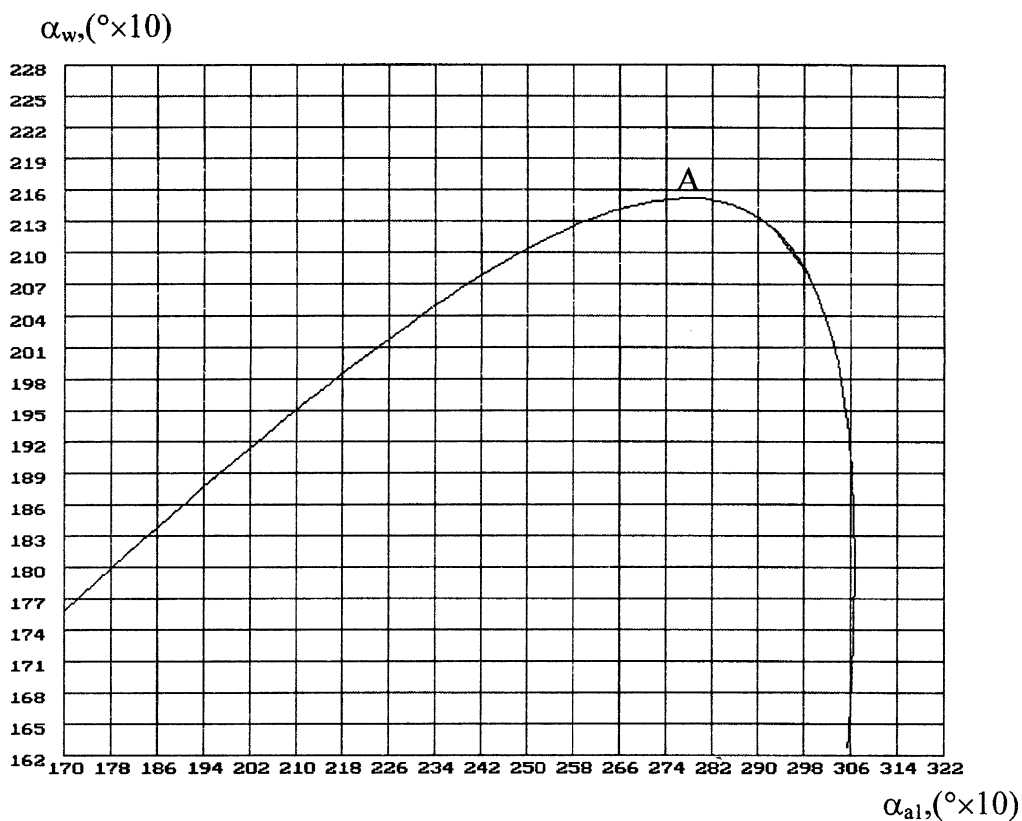


Рис.3 График зависимости угла зацепления $\alpha_w=f(\alpha_{al})$ по изолинии $\epsilon_\alpha=2,05$.
Точка А соответствует максимальным значениям α_w .

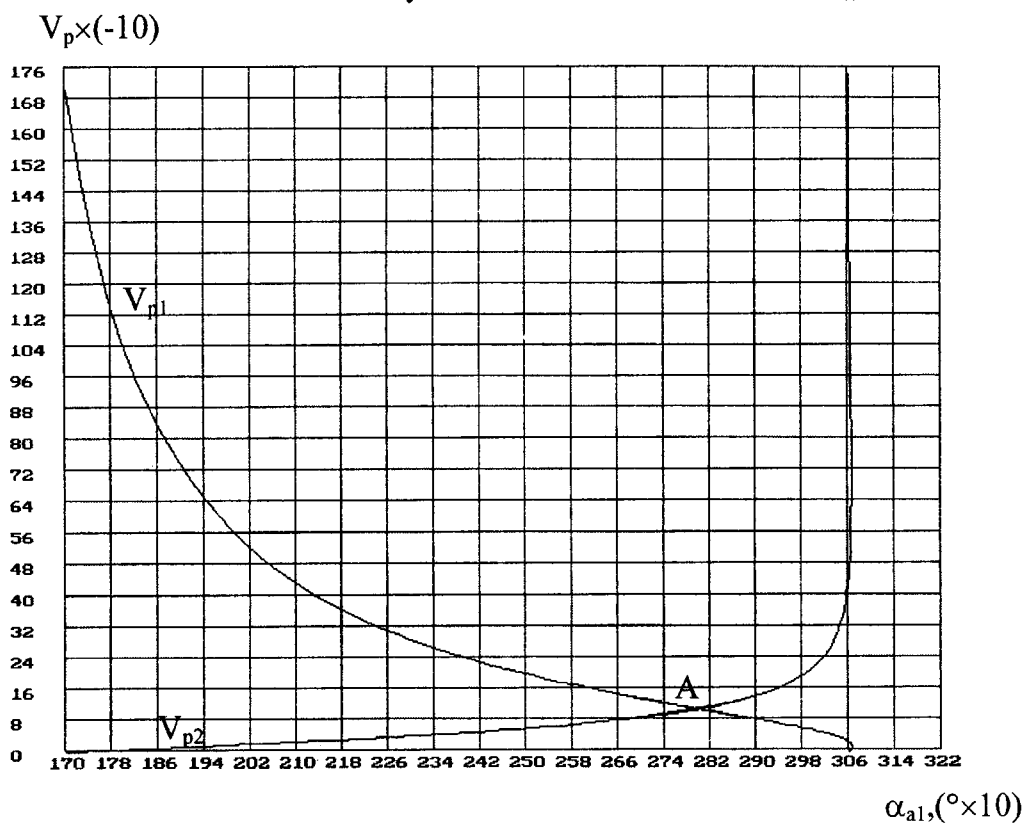


Рис.4 График зависимости максимальных коэффициентов
удельного скольжения $V_{p \max l}=f_l(\alpha_{al})$

Сравнительные испытания на шумоконтрольном станке HURTH 320 RB ($L=300\text{мм}$) показали, что по сравнению с серийными образцами, уровень шума которых составляет 95 -97 дБ, опытные имеют тот же показатель около 85-86 дБ, что на 12% меньше.

Выводы. Разработана усовершенствованная методика проектирования зубчатых передач с регламентированными качественными показателями, требуемыми конструкцией машины, и зуборезный инструмент для их изготовления. На основании теоретических и экспериментальных исследований показана эффективность применения усовершенствованной методики синтеза эвольвентного зацепления в обобщающих параметрах для зубчатых колес пониженной виброактивности с коэффициентом перекрытия $\varepsilon_\alpha > 2$.

Литература. 1. Генкин В.Д., Мишарин Ю.А. Прямозубая эвольвентная передача с коэффициентом перекрытия больше двух//Вестник машиностроения.-1960.-№3.-С.13-17. 2. Вулгаков Э.Б., Ананьев В.М., Голованов В.В. и др. Виброактивность зубчатых передач с $\varepsilon_\alpha > 2$ //Вестник машиностроения.-1974.-№6.-С.26-31. 3. Вулгаков Э.Б., Ананьев В.М. Зубчатые передачи с $\varepsilon_\alpha > 2$ и $\alpha_w > 20^\circ$ //Вестник машиностроения.-1975.-№8.-С.24-27. 4. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами.- М.:Машиностроение,1974.-С.264.

УДК 629.114-585

В.Б. Альгин, О.В. Дробышевская

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ НА СТАДИИ КОНЦЕПТУАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИНЫ

*Институт механики машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Введение.

На концептуальной стадии проектирования решается задача выбора скоростного ряда трансмиссии. При этом обычно ограничиваются кинематическими расчетами. Из практики известны случаи, когда выбранный таким образом скоростной ряд приводил к неблагоприятным динамическим режимам. Поэтому принимаемые концептуальные решения целесообразно проверять динамическим расчетом. Однако здесь имеют место следующие проблемы: необходимо иметь методику расчета и соответствующее программное обеспечение, типовые расчетные схемы и исходные данные для проведения динамических расчетов. В данной статье рассматривается динамический расчет трансмиссии на концептуальной стадии проектирования мобильной машины. Описывается программное обеспечение, методика выбора динамической схемы и ее параметров для проведения типовых расчетов.

Методика и программное обеспечение.

Известны методика кинематического и динамического анализа многоэлементных механических объектов как системы твердых тел (Multibody System), соединенных связями, и созданный на ее основе программный пакет ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) [1]. Использование этого пакета для решения задач динамики трансмиссии [2] показывает, что наиболее сложно моделировать процессы, при которых происходит замыкание и срыв фрикционных элементов. В ADAMS нет

средств для распознавания процесса прекращения буксования элементов, находящихся во фрикционном взаимодействии. Поскольку используется численный (дискретный) метод решения, то всегда имеет место разница скоростей фрикционно взаимодействующих масс. В той связи для сложных систем с переменной структурой типа трансмиссии целесообразно использовать специализированные методика моделирования и программное обеспечение [3, 4].

Типовые расчетные схемы.

Можно указать следующие типовые случаи, подлежащие динамическому анализу.

1. Процесс трогания мобильной машины на достаточно высокой передаче, когда имеет место повышенная нагруженность сцепления и возможно заглохание двигателя. Примером является трогание трактора на передаче транспортного диапазона.

2. Процесс переключения передач в трансмиссии без разрыва потока мощности. При этом из-за больших перепадов передаточных чисел возможна пробуксовка и преждевременный выход из строя сцепления мобильной машины.

Указанные случаи относятся к типовым расчетным случаям и подлежат моделированию. Для этого предлагается динамическая схема, показанная на рис. 1.

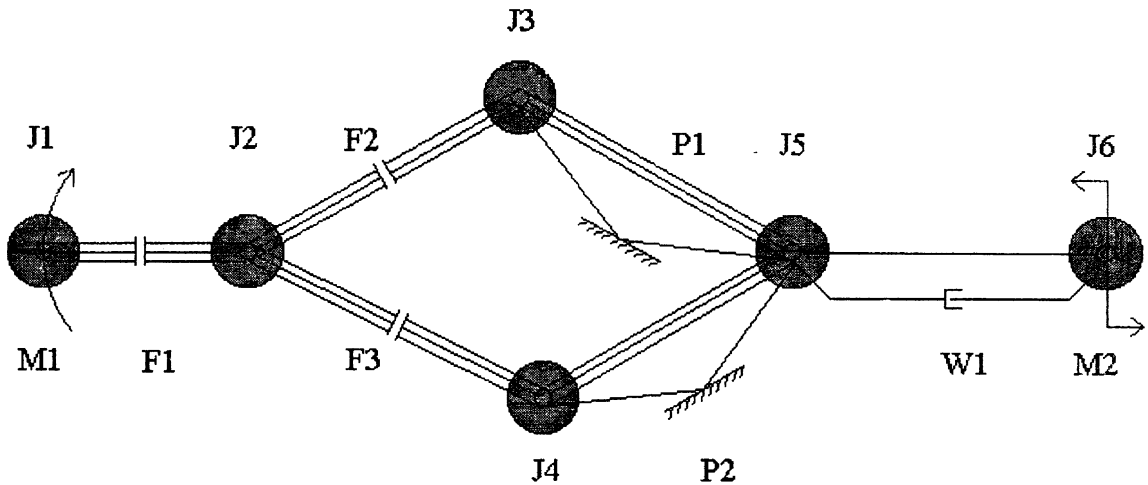


Рис. 1. Типовая динамическая схема

Схема включает маховые массы: J1 — двигателя, J2 — сцепления, J3 и J4 — приведенных масс трансмиссии на рассматриваемых передачах; J5 — ведомых элементов трансмиссии и частично движителя; J6 — приведенной массы мобильной машины и часть масс движителя. Элемент F1 имитирует сцепление. Элементы F2 и F3 имитируют включаемый и выключаемый фрикционные элементы различных передач. Элементы P1 и P2 имитируют жесткие передачи трансмиссии на различных ступенях. К массе J1 приложен активный момент двигателя M1, к массе приложен момент сопротивления M2. Схема содержит также упруго-диссипативный элемент W1. Учитывается, что наихудшая ситуация возникает при отсутствии пробуксовки движителя. Если необходимо учесть последний эффект, то в расчетную схему может быть введен фрикционный элемент, имитирующий пробуксовку движителя. При этом масса J6 разделяется на массу движителя и машины, и они связываются упомянутым фрикционным элементом.

Параметры динамических схем и начальные условия моделирования.

На стадии концептуальной проработки машины известны или приняты: масса машины, радиусы колес, характеристика двигателя, передаточные числа трансмиссии, типовые технологические сопротивления.

Маховые массы двигателя J1 и сцепления J2 могут быть приняты по данным поставщиков этих агрегатов или приняты по аналогам. Масса J6 определяется расчетом по массе машины с учетом увеличения за счет масс ведущих колес. Остальные массы

расчетной схемы мало влияют на динамические процессы и могут быть приняты приближенно исходя из соотношения этих масс с ранее упомянутыми основными массами расчетной схемы.

Упруго-диссипативные параметры звена W1 можно приближенно определить, по методике, описанной в [3], задавшись частотой собственных колебаний машинного агрегата.

Выбор момента M2 производится следующим образом. При заданном технологическом сопротивлении выбирается передача, на которой возможно трогание. Момент сопротивления по отношению к номинальному моменту двигателя при этом должен составлять 0,75-0,8 (в приведении к общему валу).

При выборе начальных условий важно правильно согласовать угловые скорости масс. Для этого должен быть выполнен кинематический скоростной расчет трансмиссии.

При моделировании случая переключения на ходу моменты двигателя, упругий момент в звене W1 и момент сопротивления M2 должны быть уравновешены. Для этого скоростной режим двигателя выбирается соответствующим образом.

Примеры расчетов.

В качестве примеров представлены динамические расчеты трансмиссии трактора. Исходные данные приведены в таблице.

Таблица Исходные данные для динамического расчета трансмиссии трактора

Номер массы	Момент инерции массы, кг·м ²	
1	1,438	
2	0,049	
3	0,02	
4	0,02	
5	0,20	
6	1,43	
Число упругих звеньев	1	
Податливость, Н ⁻¹ ·м ⁻¹	0,00000393	
Параметры	Фрикцион 2	Фрикцион 3
Малый радиус трения дисков, м	0,06650	0,06650
Большой радиус трения дисков, м	0,09000	0,09000
Малый радиус поршня, м	0,04000	0,04000
Большой радиус поршня, м	0,08750	0,08750
Количество пар трения	8	8
<i>Начальные условия (для трогания)</i>		
Угловые скорости масс, рад/с:		
1	219,91	
2 — 6	0	
Момент сопротивления, Н·м	123,93	

Результаты расчетов динамической нагруженности трансмиссии при включении сцепления приведены на рис. 2, а при переключении передач — на рис. 3.

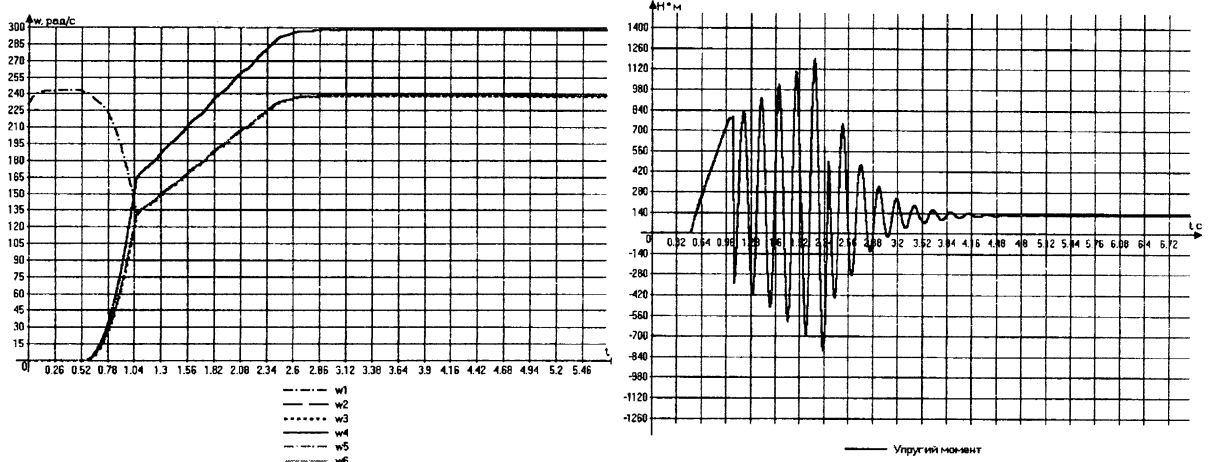


Рис. 2. Угловые скорости масс и момент трансмиссии при включении сцепления

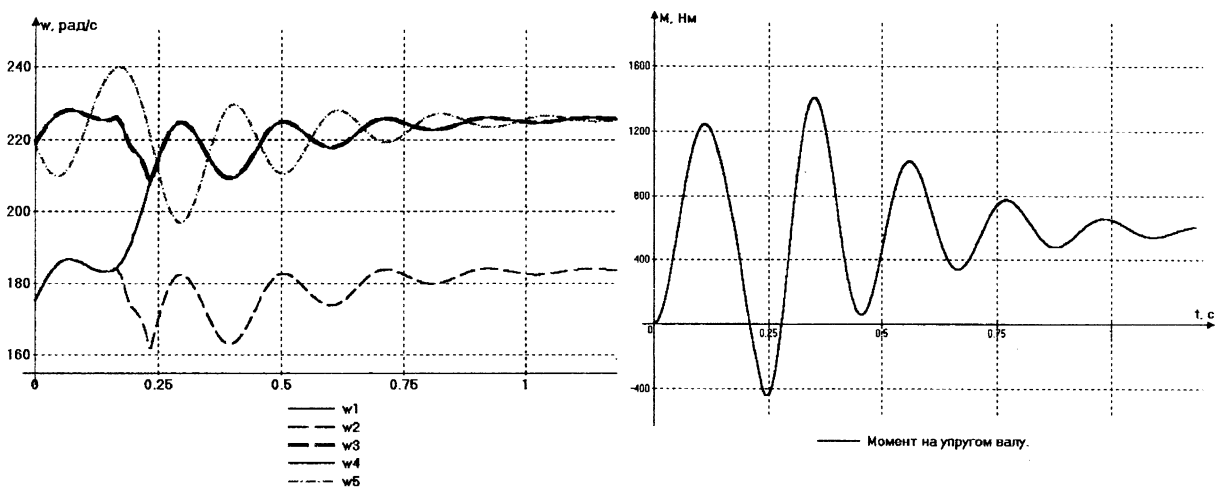


Рис. 3. Те же параметры при переключении передач с нижней на верхнюю

В рамках первого расчетного случая рассмотрено трогание трактора в транспортном режиме. В качестве характеристик динамической нагруженности определяются работа и мощность буксования сцепления, а также коэффициент динамичности. Коэффициенты динамичности могут быть определены различным образом (см. например четыре варианта определения этих коэффициентов в [3]).

В данном случае коэффициент динамичности определим как отношение максимального момента на наиболее податливом участке трансмиссии к рабочему моменту трения на муфте сцепления, т.е.

$$K_{\partial F} = \frac{M_{MAX}}{M_F} \quad (1)$$

По полученным данным коэффициент динамичности $K_{\partial F}$ равен

$$K_{\partial F} = \frac{1189}{936} = 1,27.$$

Анализ данных, полученных для второго расчетного случая, показывает, что при переключении на ходу возможна пробуксовка сцепления F1 и следует оценить послед-

ствия этого и выработать соответствующие мероприятия. Как вариант может быть рассмотрено сближение передаточных чисел трансмиссии. На стадии концептуальных оценок это решение позволит избежать проблем, трудно устранимых на заключительных стадиях проектирования и в эксплуатации.

Заключение.

Разработанные специализированные методика и программное обеспечение, типовые расчетные схемы, методика выбора их параметров и начальных условий моделирования позволяют на концептуальной стадии проектирования машины оценить правильность выбора ее скоростного ряда с позиций динамики трансмиссии.

Работа выполнена при поддержке INTAS (проект INTAS 00-217).

Литература. 1. Orlandea N.V. ADAMS, theory and application // Proc. of the 3rd Seminar on Advanced Vehicle System Dynamics on roads and tracks. Supplement to Vehicle System Dynamics, vol. 16, 1987. 2. Альгин В.Б., Колесникович А.Н. Моделирование узлов трансмиссии в среде ADAMS // Сб. трудов Второй конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH (Москва, 17-18 апреля 2002 г.) / Под ред. А.С.Шадского. — Москва, 2002. — С. 351 —356. 3. Альгин В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. — Минск: Навука і тэхніка, 1995. — 256 с. 4. Algin V.B., Drabyshevskaya O.V. Transmission Dynamics Based on Regular Dynamic Schemes // Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике. — Мн.: УП “Технопринт”, 2001. — С.23-27.

УДК 621.88.024

А. В. Кузьмин

КИНЕМАТИКА ДИСКРЕТНО- ВОЛНОВОГО МЕХАНИЗМА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Работа посвящена кинематике дискретно- волновых механизмов с гибкими связями. В качестве объекта исследования выбран механизм с гибкой связью, который обеспечивает один угловой шаг ведомого цилиндра за один полный оборот ведущего водила. Его структура хорошо иллюстрирует процессы формирования и перемещения поперечной волны на гибком звене(нити). Данный механизм отличается простотой конструкции, отсутствием деталей со сложной технологией производства, плавностью работы и способностью проскальзывать при перегрузках. Его схема показана на рис. 1.

Гибкое звено(нить) 4, например ремень, охватывает цилиндр 3. Левый конец нити прикреплен к неподвижному звену(точке) O_2 , а правый конец прикреплен к компенсационной пружине 5. Водило (генератор волн) 1 с роликом 2 вращается по часовой стрелке вокруг оси O независимо от цилиндра 3. При входе в контакт с гибким звеном (нитью) ролик 2 образует на нем бегущую поперечную волну деформации. Это требует перемещения гибкого звена(нити) с правой стороны на левую, что сопровождается растяжением компенсационной пружины 5. В результате силы трения между нитью и поверхностью цилиндра поворачивают его в направлении перемещения гибкого звена(нити), т. е. против часовой стрелки. Процесс формирования волны и соответствующего поворота цилиндра на некоторый угол φ_3 происходит в рабочей фазе одного поворота водила наугле φ_w , затем следует фаза остановки цилиндра, когда активные ки-

нематические процессы отсутствуют. В этой фазе на дуге, равной $2\varphi_0$, сформированная ранее волна перемещается водилом без изменения ее контура. Далее, на дуге φ_w наблюдается фаза разрушения волны и по ее окончании компенсационная пружина снова сокращается до начальной длины. Наконец, на дуге $2\varphi_0$ следует фаза паузы, когда водило не имеет контакта с гибким звеном. После этого в той же самой последовательности следующий угловой период 2π поворота водила повторяется с теми же фазами (стадиями). Таким образом, движение управляемого цилиндра будет иметь циклический характер, то есть с чередующимися стадиями поворотов и остановок.

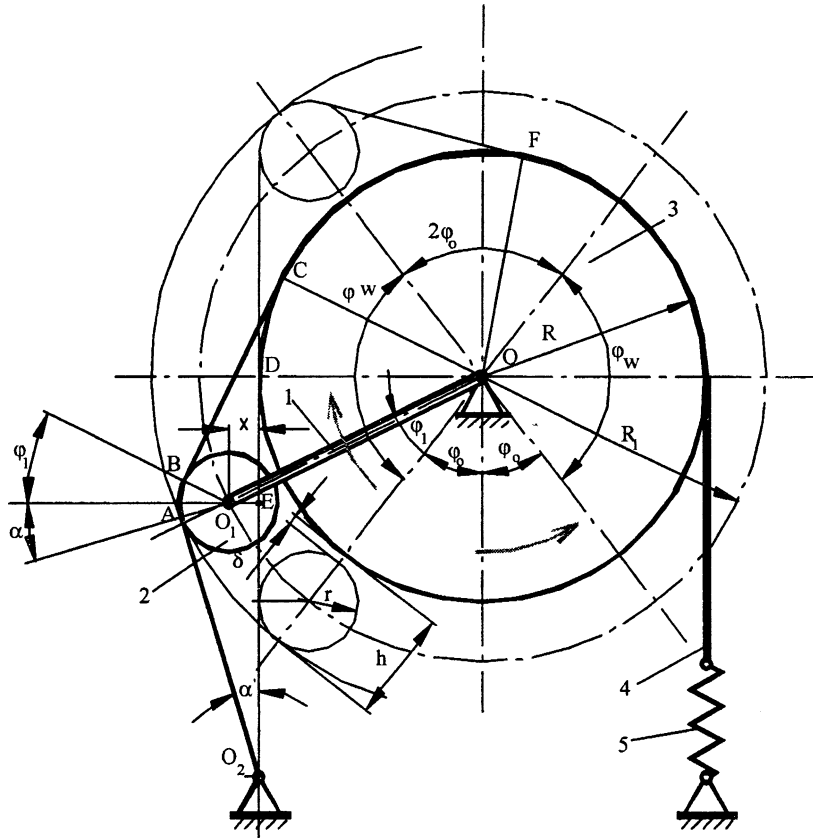


Рис. 1. Схема дискретно- волнового механизма

Стадии остановки могут быть уменьшены до минимума за счет увеличения угла охвата цилиндра гибким звеном (нитью). Взаимодействие гибкой связи с цилиндром может быть основанным на трении между ними или на принципе зацепления. В первом случае гибкая связь может быть плоская, круглая (например, трос) или в виде клинового ремня. Соответственно этому должен быть профиль шкива. Во втором случае можно использовать цепь, а вместо цилиндра должна иметься звездочка с соответствующим профилем зубьев.

Очевидно, что поворот ведомого звена 3, который является цилиндром, на некоторый угол φ_3 произойдет за счет увеличения длины гибкого звена при его контакте с роликом, вращающемся вместе с водилом. Это увеличение S длины равно разнице наклонных и опорных участков контура волны. В текущем положении водила, определяемом углом φ_1 , наклонные и изогнутые участки - O_2A , AB и BC , и опорные участки O_2D и DC . Таким образом

$$S = \varphi_3 R = O_2A + AB + BC - (O_2D + DC).$$

Обозначим: $O_2D = l$; $ED = y$; $O_2O_1 = d$.

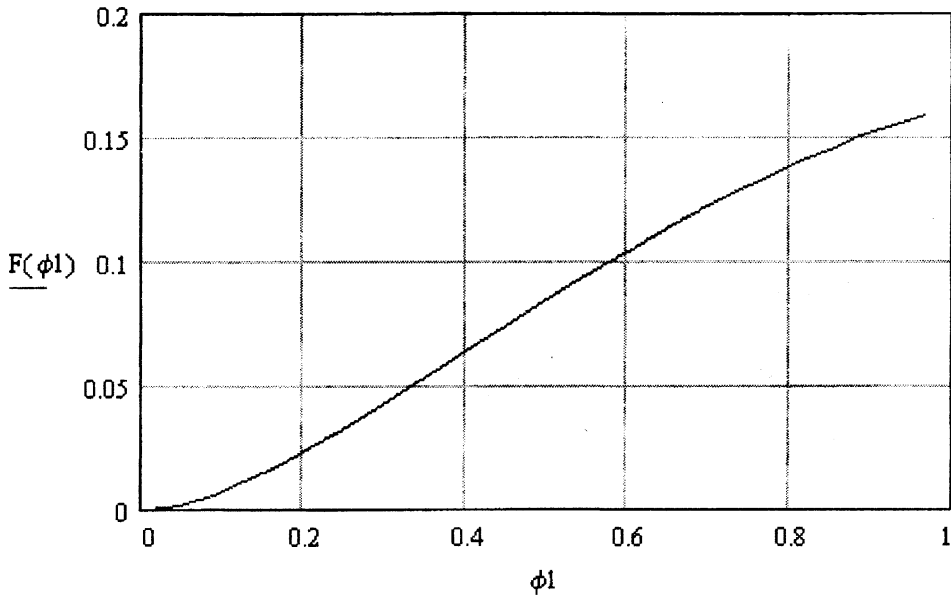


Рис. 2. График передаточной функции положений механизма

Мы используем концепцию, известную в геометрии как степень точки. Степень точки O_2 относительно круга радиуса r с центром O_1 равна

$$P^2 = d^2 - r^2 = x^2 + (l-y)^2 - r^2$$

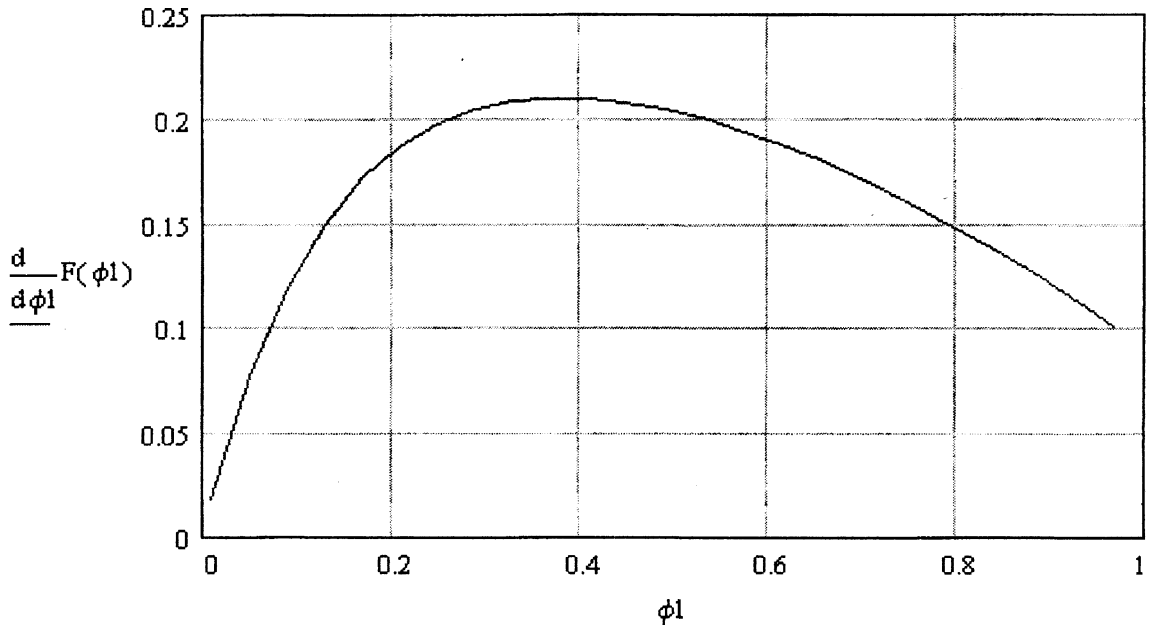


Рис.3. График передаточной функции скоростей механизма

Известно, что касательная $O_2 A = p$. Очевидно, что $x = R_1 \sin(\varphi_1 + \varphi_0) - R$, и $y = R_1 \cos(\varphi_1 + \varphi_0)$, тогда

$$O_2 A = \{ [R_1 \sin(\varphi_1 + \varphi_0) - R]^2 + [l - R_1 \cos(\varphi_1 + \varphi_0)]^2 - r^2 \}^{1/2}$$

Далее мы найдем, что: $AB = r(\varphi_1 + \alpha)$; $BC = R_1 \cos \varphi_0$; $\varphi_0 = a \sin(R-r)/R_1$; $DC = \varphi_1 R$;

$$\alpha = \text{atan}(x/(l-y)) + \text{atan}(r/p).$$

Введем дополнительно следующие обозначения:

h - высота полностью сформировавшейся волны, $h = 2r + d$;

ψ - главный геометрический параметр механизма, $\psi = h/R$;

$$\kappa_1 = R_1/R; \kappa_2 = l/R; \kappa_3 = r/R.$$

Подставим эти величины в предыдущие выражения и, заменив $\varphi_3=S/R$, а также обозначив $O_2A/R=p/R=C=\{[k_1 \cdot \sin(\varphi_1+\varphi_0)-1]^2+[k_2-k_1 \cos(\varphi_1+\varphi_0)]^2-k_3^2\}^{1/2}$, получим $\varphi_3=f(\varphi_1)=C+k_3(\varphi_1+\alpha)-\varphi_1+k_1 \cos \varphi_0-k_2$;

$$\alpha=\operatorname{atan}\{[k_1 \cdot \sin(\varphi_1+\varphi_0)-1]/[k_2-k_1 \cos(\varphi_1+\varphi_0)]\}+\operatorname{atan}(k_3/C).$$

Зависимость $\varphi_3 = F(\varphi_1)$ представляет собой передаточную функцию перемещений (уравнение связи) механизма, который определяет закон движения ведомого звена. На ее основе в среде программы Mathcad построен график рис. 2 в координатах $\varphi_1-f(\varphi_1)$ при следующих значениях параметров механизма: $k_1 = 1.11$; $k_2 = 1.0$; $k_3 = 0.1$.

Известно, что производная $\varphi_3'=\varphi_3'(\varphi_1)$ представляет собой передаточную функцию скоростей. Программа Mathcad позволяет строить графики производной, не обращаясь к дифференцированию функции $f(\varphi_1)$ в аналитической форме. На рис. 3 этот график представлен для ранее принятых параметров механизма. Передаточное отношение, выраженное через угловые скорости цилиндра 3 и водила 1 равно: $i_{31}=\omega_3/\omega_1=d\varphi_3/d\varphi_1$, тогда $\omega_3=\omega_1 \cdot d\varphi_3/d\varphi_1$

(ω_3 и ω_1 - соответственно угловые скорости цилиндра и водила). Окружная скорость цилиндра будет равна: $v_3=\omega_3 \cdot R$.

Угловое ускорение цилиндра ε_3

$$\varepsilon_3=d\omega_3/dt=d(\omega_1 i_{31})=i_{31} \cdot d\omega_1/dt+\omega_1 \cdot di_{31}/dt.$$

При $\omega_1 = \text{const}$ и, принимая во внимание, что $\varphi_1=d\varphi_1/dt$ мы должны получить:

$$\varepsilon_3=\omega_1^2 \cdot di_{31}/d\varphi_1.$$

Передаточная функция углового ускорения цилиндра

$$\varepsilon_3/\omega_1^2=di_{31}/d\varphi_1=d(d\varphi_3/d\varphi_1)/d\varphi_1=d^2\varphi_3/d\varphi_1^2$$

Это выражение представляет собой вторую производную передаточной функции перемещений механизма.

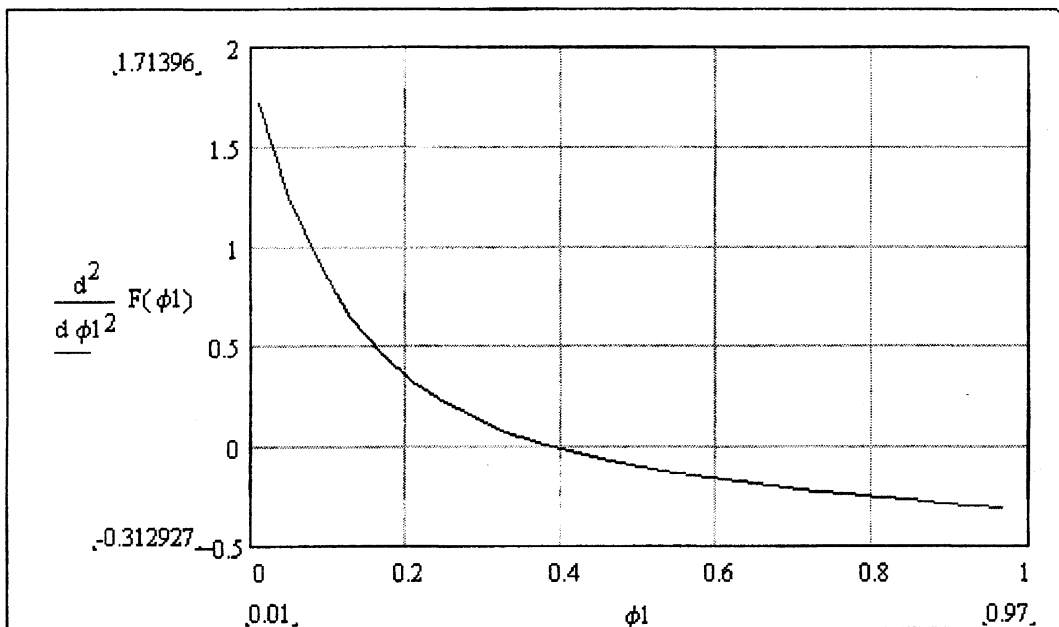


Рис. 4. График передаточной функции ускорений

На рис. 4 показан график передаточной функции ускорений механизма. Он построен с помощью упомянутой программы Mathcad для приведенных выше параметров механизма.

Анализ графиков на рис. 2, 3, 4 указывает на благоприятную кинематическую характеристику механизма.

Поверхностные графики упомянутых передаточных функций были получены также для различные значений параметра ψ . Они позволяют анализировать его влияние на кинематику механизма. Однако ввиду ограниченного объема статьи они не представлены.

Передаточное отношение механизма может быть определено либо относительно рабочей фазы механизма для дуги φ_w или относительно периода 2π работы водила (т. е. для одного его оборота). В первом случае мы получим $i_{\varphi_w} = \varphi_w / \varphi_{3max}$, во втором случае $i_{2\pi} = 2\pi / \varphi_{3max}$, где φ_{3max} - угол, накопленный в течение рабочей стадии поворота цилиндра. Значение φ_{3max} может быть определено по графику рис. 2. Угол $\varphi_w = \pi - 2\varphi_0 = \pi - 2 \cdot \text{asin}[(R-r)/R_1] = \pi - \text{asin}[(1-k_3)/k_1]$.

С другой стороны угол φ_{3max} может быть определен из рассмотрения полностью сформировавшейся волны на дуге DF . Эта волна соответствует активной фазе кинематической характеристики механизма. Очевидно, что накопленное на дуге φ_w перемещение нити равно разнице длин частей нити на дуге DF и длине этой дуги на поверхности цилиндра. После соответствующих преобразований мы получим

$$\begin{aligned} \varphi_{3max} &= 2 \cdot k_1 \cdot \sin\{\text{acos}[(1-k_3)/k_1]\} - 2 \cdot \text{acos}[(1-k_3)/k_1] \cdot (1-k_3); \\ i_{\varphi_w} &= \{0.5 \cdot \pi - \text{asin}[(1-k_3)/k_1]\} / \{k_1 \cdot \sin\{\text{acos}[(1-k_3)/k_1]\} - \text{acos}[(1-k_3)/k_1] \cdot (1-k_3)\}; \\ i_{2\pi} &= \pi / \{k_1 \cdot \sin\{\text{acos}[(1-k_3)/k_1]\} - \text{acos}[(1-k_3)/k_1] \cdot (1-k_3)\}. \end{aligned}$$

На рис. 5 кривые $i_{\varphi_w} = f(\psi)$ и $i_{2\pi} = F(\psi)$ построены в среде Mathcad для $k_1 = 0.01$ при различных значениях $\psi = h/R = 2 \cdot k_3 + 0.01$.

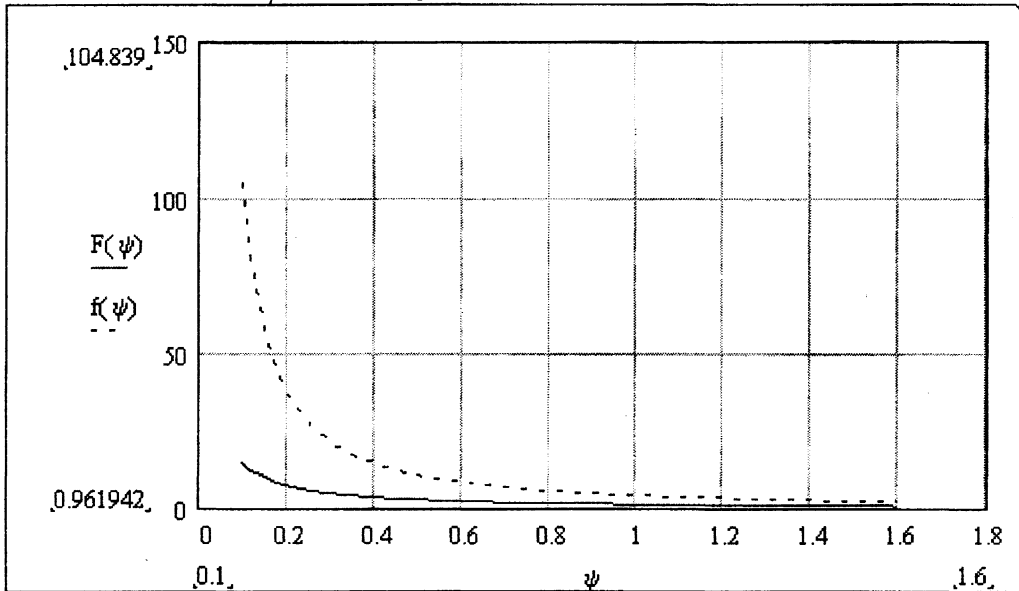


Рис. 5. Графики передаточных отношений $i_{\varphi_w} = f(\psi)$ и $i_{2\pi} = F(\psi)$

Из графика рис. 5 следует, что можно получить большие передаточные отношения при малых значениях ψ . В то же время, при $\psi > 1.1$ механизм становится мультипликатором с передаточным отношением, меньшим единицы.

Обозначения величин по осям графиков рис. 2, 3, 4 и 5 даны в специфичной для среды Mathcad форме.

Литература. Dobrolyubow A. I. Kusmin A. W. Neue Wellenschrittmechanismen.- Feingeratetechnik, Berlin, 1986, N 1, s. 19-20.

КИНЕМАТИКА ШАРНИРНО-РЫЧАЖНЫХ ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКОВ С ВЕДУЩИМ ПОЛНОБОРОТНЫМ ШАТУНОМ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

К числу шарнирно-рычажных четырехзвенников с ведущим полнооборотным шатуном относятся двухкоромысловый и коромыслово-ползунный механизмы. Полный проворот шатуна в четырехшарнирном механизме возможен при условиях, что он является самым коротким звеном, а сумма наименьшего и наибольшего из звеньев меньше суммы двух других звеньев. При этом наибольшим может быть любое из других звеньев, например, одно из коромысел или стойка. Полный проворот шатуна в дезаксиальном коромыслово-ползунном механизме имеет место, если длина $l_{ш}$ шатуна меньше длины l_k коромысла, но больше или равна разности длин l_k коромысла и дезаксиала (смещения линии действия ползуна относительно опоры коромысла) "е" во всех положениях механизма.

Примером конструктивного исполнения шарнирного четырехзвенника с ведущим шатуном может служить механизм вентилятора (рис.1).

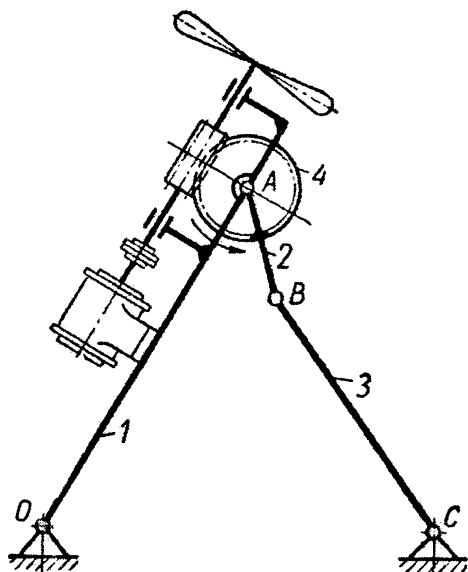


Рис. 1 Механизм вентилятора
1-опорное кормысло;
2-ведущий полнооборотный шатун, жестко скрепленный с приводным червячным колесом 4;
3-свободное кормысло

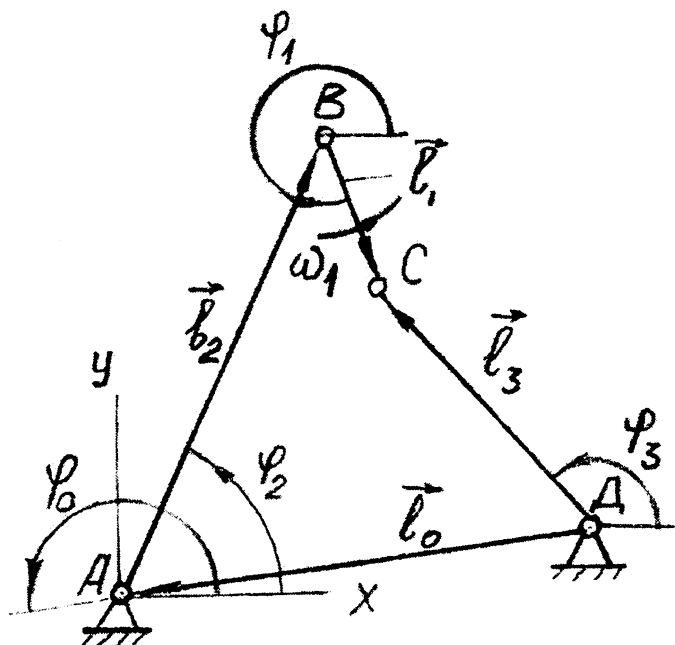
В соответствии с представленной конструкцией одно из ведомых коромысел, на котором размещается привод поворота шатуна, будем называть опорным, а второе – свободным, или исполнительным, так как это звено может быть использовано для рабочего воздействия или передачи движения другому звену кинематической цепи. Очевидно, что, с точки зрения габаритных возможностей для размещения приводного механизма, в качестве опорного лучше использовать более длинное коромысло.

Расчетная схема двухкоромыслового механизма дана в обобщенном виде, т.е. с учетом возможности расположения опор коромысел на разных высотных уровнях (рис.2). Звенья механизмов представлены в виде векторов $\vec{l}_0, \vec{l}_1, \vec{l}_2$ и \vec{l}_3 , причем с целью унификации математических зависимостей, которые будут получены нами, и ранее выведенных [2] в результате кинематического анализа кривошипно-коромыслового механизма, номер 1 присвоен ведущему шатуну, а номер 2 – одному из коромысел, например, левому (опорному). Кроме того с целью удобства отсчета углов качания коромысел 1 и 3, (лучше, когда углы φ_1 и φ_3 находятся в первой и второй четвертях) вектора \vec{l}_1 и \vec{l}_3 показаны выходящими из неподвижных точек. Вектор \vec{l}_1 естественно показать исходящим из опорного коромысла 2. Измерение углов будем производить в соответст-

венных положениях механизма. Вектор \vec{l}_2 показан выходящим из точки A, а вектор \vec{l}_3 – из точки C. Углы φ_1 и φ_3 отсчитываются от горизонтальной линии, проведенной через точки O и C.

вии с правой системой координат, т.е. положительным будет считаться направление измерения против хода часовой стрелки.

Рис. 2 Двухкоромысловый механизм с ведущим полнооборотным шатуном l_1



Перейдем к определению функций положения ведомых звеньев исследуемого двухкоромыслового механизма. Отметим при этом, что в настоящее время наиболее экономным способом нахождения функций $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$ и $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_1)$ кривошипно-коромыслового механизма является поиск φ_2 и φ_3 через вспомогательный угол φ_s (\vec{s} — переменный по модулю и углу наклона диагональный вектор) и углы φ_{2s} между векторами \vec{l}_2 и \vec{s} и φ_{3s} между векторами \vec{l}_3 и \vec{s} . Однако для двухкоромыслового механизма, у которого ведущим является шатун, такой путь решения проблемы является неприемлемым, т.к. при проектировании векторного уравнения

$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{l}_s$ или $\vec{l}_0 + \vec{l}_3 = \vec{l}_s$ на оси координат xAy уравнения проекций будут содержать три неизвестных параметра: модуль S и угол φ_s наклона переменного диагонального вектора, а также угол поворота одного из ведомых коромысел (φ_1 или φ_3), что больше числа уравнений проекций.

Поэтому более целесообразным для случая двухкоромыслового механизма будет использование полного четырехвекторного контура $\vec{l}_0, \vec{l}_1, \vec{l}_2, \vec{l}_3$, рассмотрение которого дает следующее векторное уравнение:

$$\vec{l}_0 + \vec{l}_2 + \vec{l}_1 = \vec{l}_3 \quad (1)$$

Проектируя (1) на оси x и y выбранной системы координат xAy , получим:

$$l_0 \cos \varphi_0 + l_2 \cos \varphi_2 + l_1 \cos \varphi_1 = l_3 \cos \varphi_3 \quad (2)$$

$$l_0 \sin \varphi_0 + l_2 \sin \varphi_2 + l_1 \sin \varphi_1 = l_3 \sin \varphi_3 \quad (2^1)$$

В данной системе уравнений длины звеньев $\vec{l}_0, \vec{l}_1, \vec{l}_2, \vec{l}_3$, а также установочный угол φ_0 являются постоянными величинами. Угол φ_1 — обобщенная координата, значения которой задаются, поэтому неизвестными являются только два параметра — это углы поворота опорного φ_2 и свободного φ_3 коромысел.

Для сокращения записи уравнения (2) и (2¹) можно представить в виде

$$l_2 \cos \varphi_2 = l_3 \cos \varphi_3 - b \quad (3)$$

$$l_2 \sin \varphi_2 = l_3 \sin \varphi_3 - a \quad (3^1)$$

где параметры $b = l_0 \cos \varphi_0 + l_1 \cos \varphi_1$ и $a = l_0 \sin \varphi_0 + l_1 \sin \varphi_1$ представляют собой группировки слагаемых с известными (l_0, l_1, φ_0) и задаваемыми (φ_1) значениями.

Если уравнения (3) и (3¹) возвести в квадрат, а затем сложить, то придем к выражению

$$l_3^2 + b^2 + a^2 - l_2^2 - 2bl_3 \cos \varphi_3 - 2al_3 \sin \varphi_3 = 0$$

Введя обозначения

$$A = \frac{a + b^2 + l_3^2 - l_2^2}{2bl_3} \quad \text{и} \quad B = \frac{a}{b}$$

последнее уравнение можно представить в виде

$$A - \cos \varphi_3 = B \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_3}$$

После возведения в квадрат, получаем

$$A^2 - 2A \cos \varphi_3 + \cos^2 \varphi_3 = B^2 (1 - \cos^2 \varphi_3)$$

или

$$(1 + B^2) \cos \varphi_3 - 2A \cos \varphi_3 + A^2 - B^2 = 0 \quad (4)$$

Решение квадратного уравнения (4) дает

$$\cos \varphi_3 = \frac{1}{1 + B^2} \left[A \pm B \sqrt{1 - A^2 + B^2} \right]$$

Откуда получаем два возможных значения угла φ_3

$$\varphi_3 = \arccos \left\{ \frac{1}{1 + B^2} \left[A + B \sqrt{1 + B^2 - A^2} \right] \right\} \quad (5)$$

и

$$\varphi_3 = \arccos \left\{ \frac{1}{1 + B^2} \left[A - B \sqrt{1 + B^2 - A^2} \right] \right\}, \quad (5')$$

что реально соответствует двум возможным сборкам механизма.

При необходимости угол поворота опорного звена 2 можно определить по одному из уравнений (3) или (3¹), например,

$$\varphi_2 = \arccos \frac{l_3 \cos \varphi_3 - b}{l_2} = \arccos \frac{l_3 \cos \varphi_3 - l_0 \cos \varphi_0 - l_1 \cos \varphi_1}{l_2}$$

Угловые скорости звеньев 2 и 3 могут быть найдены путем дифференцирования исходных уравнений (2) и (2¹) по обобщенной координате φ_1

$$l_2 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \sin \varphi_2 + l \sin \varphi_1 = l_3 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \sin \varphi_3$$

$$l_2 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cos \varphi_2 + l_1 \cos \varphi_1 = l_3 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \cos \varphi_3$$

Полученные уравнения идентичны известным [2], что дает основание не производить дальнейших преобразований, а при расчете угловых скоростей и ускорений двухкоромыслового механизма использовать соответствующие уравнения, выведенные для кривошипно-коромыслового механизма. Идентичность зависимостей для расчета угловых скоростей и ускорений ведомого (исполнительного) коромысла при ведущем

кривошипе и ведущем шатуне говорит о том, что характер движения ведомого коромысла не зависит от того, является ли ведущим кривошип, или полнооборотный шатун.

Расчетная схема коромысло-ползунного дезаксиального механизма представлена на рис. 3.

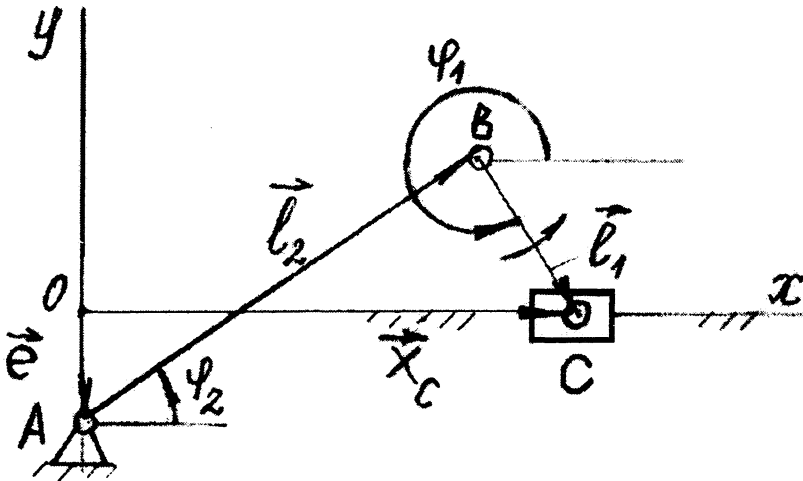


Рис. 3 Коромысло-ползунный механизм с полнооборотным шатуном l_1

Здесь также с целью унификации кинематических соотношений номер 1 присвоен полнооборотному шатуну, а номер 2 – качающемуся коромыслу. Представим механизм в виде векторного контура $\vec{e}, \vec{l}_2, \vec{l}_1, \vec{x}_c$. На его основе можно записать векторное уравнение

$$\vec{e} + \vec{l}_2 + \vec{l}_1 = \vec{x}_c, \quad (6)$$

проектируя которое на оси координат xAy , получим

$$l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = x_c \quad (7)$$

$$e + l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = 0 \quad (7')$$

Уравнения (7) и (7') идентичны известным [2], в связи с чем при анализе коромысло-ползунных механизмов, можно использовать соответствующие зависимости для кривошипно-ползунного механизма. Это говорит о том, что закон движения ведомого ползуна не изменяется от того, является ли ведущим кривошип или полнооборотный шатун.

Литература. 1. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. М. "Машиностроение", 1969.- 584 с. 2. Шимкович А.А. Механика. Минск, "Вышэйшая школа", 1969 – 384 с.

КИНЕМАТИКА ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ С ВЕДУЩИМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЗВЕНОМ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Эксцентрикковые механизмы (ЭМ) обеспечивают движение ведомого звена с ускорением близким к синусоидальному, при котором исключаются не только жесткие, но и мягкие удары в начале и конце перемещения толкателя, т.е. обеспечивается безударный характер движения ведомого звена. Указанное свойство ЭМ широко используется при создании высокочастотных реверсивных механизмов, в частности устройств для вибрационного резания с приводом от шпинделя токарного станка. В работе [1] было показано, что наряду с традиционной схемой ЭМ, при которой эксцентрик является ведущим звеном, перспективно также использование (особенно при модернизации действующего станочного оборудования) схем ЭМ с ведущим цилиндрическим звеном и промежуточным эксцентриком (рис.1), поскольку это обеспечивает существенное упрощение конструкции привода устройства для вибрационного резания. Однако при переходе к модифицированной форме ЭМ изменяется закон движения толкателя, а следовательно и другие важные для работы вибрационного устройства кинематические характеристики движения ведомого звена, в частности его угловые (линейные) скорости и ускорения. В связи с этим проведение кинематического анализа модифицированных ЭМ с целью нахождения функциональных зависимостей для расчета параметров движения ведомых звеньев таких механизмов представляет определенный теоретический и практический интерес.

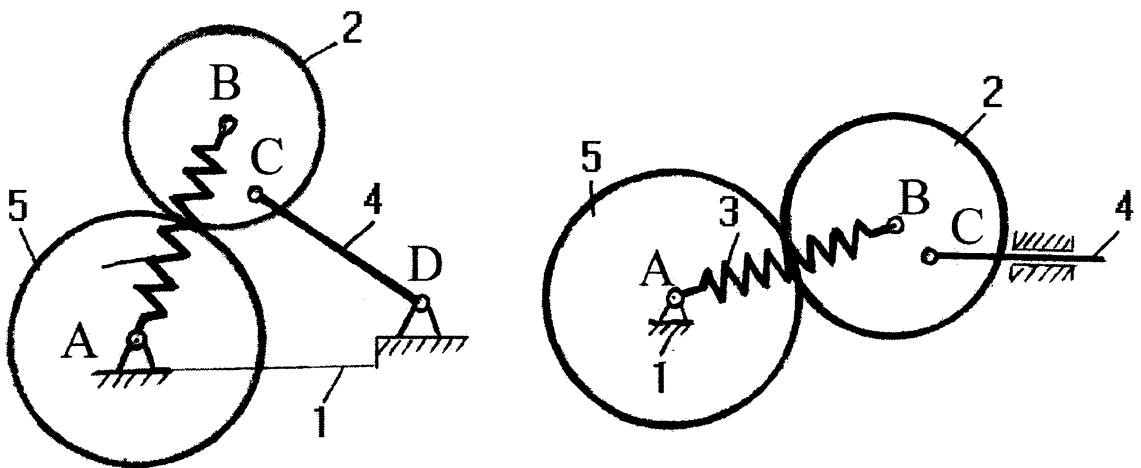


Рис. 1 Эксцентрикковые механизмы с ведущим цилиндрическим роликом (слева - с качающимся толкателем, справа - с поступательно-перемещающимся толкателем)

Известно, что степень подвижности четырехзвенных ЭМ равна двум, причем в обычных эксцентрикковых механизмах лишняя степень подвижности связана с вращением промежуточного ролика, не оказывающем влияния на кинематические характеристики движения толкателя. Поэтому обычные ЭМ в кинематическом плане эквивалентны четырехзвенникам с одними низшими парами. Следовательно в этом случае характеристики движения ведомого толкателя могут быть рассчитаны (при заданных разме-

рах звеньев и законе движения эксцентрика) по известным зависимостям для кривошипно-коромыслового или кривошипно-ползунного механизмов.

В отличие от обычных, характер движения ведомого толкателя в модифицированных ЭМ (рис. 1) напрямую зависит от движения промежуточного звена-эксцентрика; следовательно пренебрегать подвижностью этого звена уже невозможно. В связи с этим используя метод структурного дополнения [2] модифицированные ЭМ преобразуются во фрикционно-рычажные дифференциальные механизмы с одной степенью подвижности (рис. 2), благодаря чему кинематические характеристики движения всех звеньев, включая эксцентрик и ведомый толкатель, в этом случае определяются однозначно.

Следует отметить, что с целью обеспечения возможности использования известных соотношений без изменения индексации определяемых кинематических параметров нумерация звеньев ЭМ, представленных на рис. 1 и 2, произведена с учетом нумерации звеньев, использованной в [3] для шарнирно-рычажных четырехзвенников. В связи с этим неподвижная стойка, как и ранее, обозначена номером 1, ведомый эксцентрик (полнооборотный шатун) - как звено 2, дополнительно введенное опорное коромысло - как звено 3, а исполнительный толкатель (коромысло или ползун) - как звено 4. Ведущий цилиндрический ролик, как новое звено, обозначен номером 5.

Поскольку фрикционная пара 5,2 вместе с водилом 3 образуют дифференциальный механизм, то при отсутствии проскальзывания между фрикционными дисками 5 и 2, что в реальных механизмах (рис. 1) обеспечивается силой упругости пружины 3 (рис. 1) можно записать

$$\frac{\omega_5 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = i_{52}^{(3)} \quad (1)$$

или

$$\frac{d\varphi_5 - d\varphi_3}{d\varphi_2 - d\varphi_3} = i_{52}^{(3)},$$

откуда

$$\varphi_5 = [1 - i_{52}^{(3)}]d\varphi_3 + i_{52}^{(3)}d\varphi_2,$$

что после интегрирования дает

$$\varphi_5 = [1 - i_{52}^{(3)}]\varphi_3 + i_{52}^{(3)}\varphi_2 + c.$$

В качестве начальных удобно принять предельные положения механизмов (на рис. 2 изображены пунктирными линиями), при которых звенья 3 и 2 вытягиваются в одну линию, поскольку в этом случае $\varphi_3 = \varphi_2$. Учитывая, далее, что начальное положение вектора $\vec{1}_5$ на теле диска 5 может быть принято произвольно, примем его совпадающим с начальным положением звеньев 2 и 3. Тогда $\varphi_{5_0} = \varphi_{3_0} = \varphi_{2_0}$, $c=0$ и

$$\varphi_5 = [1 - i_{52}^{(3)}]\varphi_3 + i_{52}^{(3)}\varphi_2 \quad (2)$$

Для случая внешнего контакта соприкасающихся дисков $i_{52}^{(3)} = -\frac{d_2}{d_5}$, где

d_5 и d_2 - соответственно диаметры ведущего цилиндрического ролика 5 и ведомого эксцентрика 2.

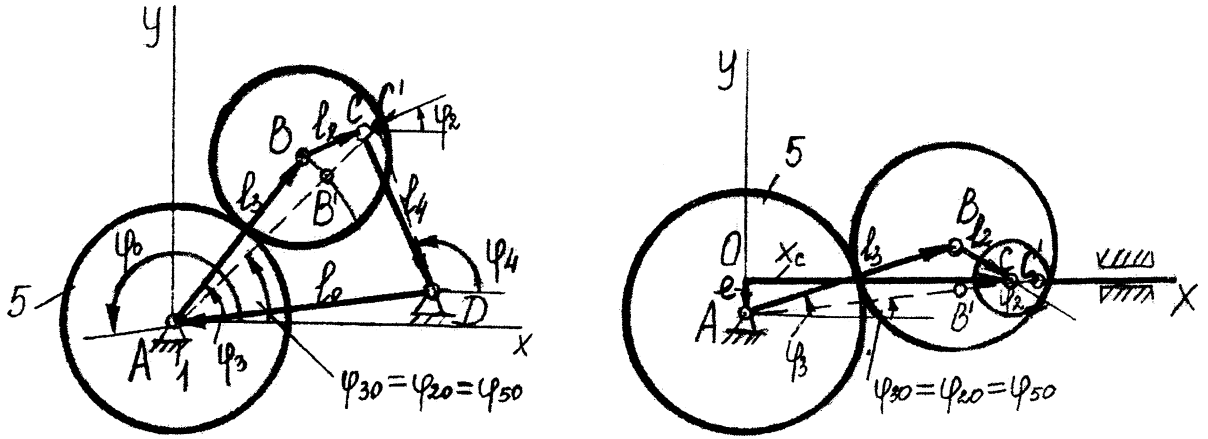


Рис. 2 Преобразованные эксцентрикые механизмы с ведущим цилиндрическим роликом (слева - с качающимся и справа - с поступательно-перемещающимся толкателем)

Уравнение (2) связывает известный угол φ_5 поворота ведущего цилиндрического ролика 5 с двумя неизвестными углами поворота φ_3 и φ_2 ведомых коромысел 3 и 2. Поэтому необходимо дополнительное уравнение связи между параметрами φ_2 и φ_3 . Такое уравнение можно получить из рассмотрения векторных контуров соответствующих шарнирно-рычажных механизмов. Для ЭМ с качающимся толкателем (рис. 2) таким контуром является шарнирно-рычажный четырехзвенник ABCD со звеньями-векторами $\vec{l}_1, \vec{l}_3, \vec{l}_2$ и \vec{l}_4 . Уравнение замкнутости указанного контура имеет вид

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_3 + \vec{l}_2 = \vec{l}_4 \quad (3)$$

Проектируя (3) на оси координат xAy , получим систему уравнений

$$l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 = l_4 \cos \varphi_4 \quad (4)$$

$$l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 = l_4 \sin \varphi_4, \quad (4')$$

в которых размеры звеньев l_1, l_2, l_3 и l_4 , а также угол φ_1 - заданные величины, а углы φ_2, φ_3 и φ_4 являются величинами, подлежащими нахождению.

Уравнения (4) и (4') позволяют путем исключения одного из неизвестных угловых параметров установить связь между двумя другими неизвестными. Поскольку нас интересует связь между углами φ_2 и φ_3 , то исключению подлежит параметр φ_4 . Методика решения системы уравнений (4) и (4') дана в [3]. Поэтому сразу запишем конечный результат:

$$\varphi_3 = \arccos \left[-\frac{1}{1+B^2} \left(A \pm B \sqrt{1-A^2+B^2} \right) \right], \quad (5)$$

где $A = \frac{a^2 + b^2 + l_3^2 - l_4^2}{2bl_3}$, $B = \frac{a}{b}$, $a = l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2$ и $b = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2$.

Два значения угла φ_3 соответствуют двум возможным вариантам сборки двух-коромыслового механизма.

Уравнением (5) устанавливается функциональная зависимость $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_2)$, после чего на основе уравнения (4) или (4'), может быть найдена и функция $\varphi_4 = \varphi_4(\varphi_2)$.

Поскольку ведомый эксцентрик совершает полнооборотное вращение, то задаваясь значениями φ_2 от 0 до 2π через некоторый фиксированный угловой промежуток $\Delta\varphi$ можно, используя выражения (5), получить таблицу значений функции

$\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_2)'$. Это дает возможность, подставляя в уравнение (2) значения функции $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_2)$ из уравнений (5), определить функциональную зависимость $\varphi_5 = \varphi_5(\varphi_2)$, т.е. установить в неявной форме связь между неизвестным углом поворота φ_2 эксцентрика и заданным углом φ_5 поворота цилиндрического ролика. После нахождения функции $\varphi_5 = \varphi_5(\varphi_2)$ могут быть найдены функции $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_5)$ и $\varphi_4 = \varphi_4(\varphi_5)$, если в известные зависимости $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_2)$ и $\varphi_4 = \varphi_4(\varphi_2)$ вместо угла φ_2 подставить соответствующие значения угла φ_5 , определенные из уравнения (2).

Функции положения звеньев коромысло-ползунного механизма с полнооборотным шатуном ОАВС (рис.2) также определяются основным уравнением (2) и дополнительным уравнением замкнутости векторного контура

$$\bar{e} + \bar{l}_2 + \bar{l}_1 = \bar{x}_c \quad (6)$$

Проектируя (6) на оси координат x и y , получим систему из двух дополнительных уравнений

$$l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 = x_c \quad (7)$$

$$e + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 = 0, \quad (7')$$

одно из которых, а именно (7'), устанавливает связь между углами φ_3 и φ_2 ,

а второе, (7) – связь между перемещением x_c и углом поворота эксцентрика φ_2 .

Подставляя в уравнение (2) значения функции $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_2)$ из уравнения (7'), получим функциональную зависимость $\varphi_5 = \varphi_5(\varphi_2)$ в виде

$$\varphi_5 = \left[1 - i_{52}^{(3)} \right] \arcsin \left[- \frac{e + l_2 \sin \varphi_2}{l_3} \right] + i_{52}^{(3)} \varphi_2, \quad (8)$$

устанавливающую в неявной форме связь между неизвестным φ_2 и известным φ_5 угловыми параметрами. После нахождения функции $\varphi_5 = \varphi_5(\varphi_2)$ функциональные зависимости $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_5)$ и $x_c = x_c(\varphi_5)$ найдутся путем подстановки в равенства (7) и (7') вместо угла φ_2 соответствующих значений φ_5 из уравнения (8).

Скоростные зависимости ω_2, ω_3 и ω_4 (или v_4) ведомых звеньев рассматриваемых модифицированных ЭМ будем находить в соответствии со следующими равенствами:

$$\omega_2 = i_{25} \omega_5$$

$$\omega_3 = i_{35} \omega_5 = \omega_5 i_{32} i_{25} = \omega_2 i_{32}$$

$$\omega_4 = i_{45} \omega_5 = \omega_5 i_{42} i_{25} = \omega_2 i_{42}$$

или (для ЭМ с поступательно перемещающимся толкателем)

$$v_4 = i_{45} \omega_5 = \omega_5 i_{42} i_{25} = \omega_2 i_{42}$$

Передающее отношение i_{25} определяется путем деления правой части уравнения (1) на ω_2 и некоторых преобразований:

$$i_{25} = \frac{1}{i_{52}} = \frac{1}{i_{52}^{(3)} + [1 - i_{52}^{(3)}] \cdot i_{32}}$$

Ускорения ведомых звеньев модифицированных ЭМ будем находить из соотношений

$$\varepsilon_2 = \omega_5^2 i'_{25} + \varepsilon_5 i_{25}$$

$$\varepsilon_3 = \omega_5^2 i'_{35} + \varepsilon_5 i_{35}$$

$$\varepsilon_4 = \omega_5^2 i'_{45} + \varepsilon_5 i_{45}$$

или (для ЭМ с поступательно перемещающимся толкателем)

$$a_4 = \omega_5^2 i'_{45} + \varepsilon_5 i_{45}$$

При равномерном вращении ведущего звена $\varepsilon_5 = 0$. Тогда задача по определению ускорений ведомых звеньев сводится к нахождению соответствующих производных:

$$i'_{25} = \frac{d(i_{25})}{d\varphi_5} = \frac{d(i_{25})d\varphi_2}{d\varphi_2 d\varphi_5} = i_{25} \frac{d(i_{25})}{d\varphi_2} = i_{25} \left[\frac{1}{i_{52}^{(3)} + [1 - i_{52}^{(3)}] \cdot i_{32}} \right]' = \frac{[i_{52}^{(3)} - 1] \cdot i'_{32}}{i_{52}^3} = i_{25}^3 [i'_{52} - 1] \cdot i'_{32}$$

$$i'_{35} = \frac{d(i_{35})}{d\varphi_5} = \frac{d(i_{35})d\varphi_2}{d\varphi_2 d\varphi_5} = i_{25} \frac{d(i_{32}i_{25})}{d\varphi_2} = i_{25} \frac{d\left(\frac{i_{32}}{i_{52}}\right)}{d\varphi_2} = i_{25}^3 (i'_{32}i_{52} - i_{32}i'_{52})$$

$$i'_{45} = i_{25} \frac{d(i_{45})}{d\varphi_2} = i_{25} \frac{d\left(\frac{i_{42}}{i_{52}}\right)}{d\varphi_2} = i_{25}^3 (i'_{42}i_{52} - i_{42}i'_{52})$$

При выбранной нумерации звеньев передаточные отношения i_{32} и i_{42} , а также их производные i'_{32} и i'_{42} могут быть рассчитаны по соответствующим формулам, выведенным при кинематическом анализе кривошипно-коромыслового и кривошипно-ползунного механизмов [4].

Литература. 1. Молочко В.И. Новые конструкции эксцентриковых приводов для устройств вибрационного точения. Весці АН БССР, серыя фізіка-тэхнічных навук, №3, стр. 61-64, Мн., 1985. 2. Молочко В.И. О структурных эквивалентах эксцентриковых механизмов с роликовыми толкателями. Машиностроение, Республиканский межведомственный сборник научных трудов. Выпуск 18. Минск, 2002. 3. Молочко В.И. Кинематика шарнирно-рычажных четырехзвенников с ведущим полнооборотным шатуном. Современные методы проектирования машин. - Мн., 2002. 4. Шимкович А.А. Механика. Минск, "Вышэйшая школа", 1969 – 384 с.

СРАВНИТЕЛЬНАЯ КИНЕМАТИКА ОБЫЧНЫХ И МОДИФИЦИРОВАННЫХ ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ С ПОСТУПАТЕЛЬНО ПЕРЕМЕЩАЮЩИМСЯ ТОЛКАТЕЛЕМ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Эксцентрикые механизмы (ЭМ) широко используются в качестве приводных в различного рода вибрационных машинах, стендах и устройствах, поскольку обеспечивают динамически благоприятные условия движения ведомого (исполнительного) звена.

Одним из эффективных применений ЭМ является использование их в качестве привода колебательных движений резца в устройствах для вибрационного резания. Первоначально устройства такого рода проектировались на основе независимого привода, действующего от отдельного электромотора, и снабжались специальными приспособлениями для регулировки частоты и амплитуды колебаний исполнительного органа [1]. Это не только усложняло конструкцию устройства, но и существенно увеличивало время на его обслуживание, так как каждое переключение частоты вращения шпинделя $n_{шп}$ станка требовало соответствующего изменения (регулирования) частоты f колебаний инструмента с целью сохранения требуемой для эффективного стружкообразования отношения $f/n_{шп}$. Чтобы упростить конструкцию устройства и уменьшить время на его настройку в последующем перешли на зависимый привод ЭМ от одного из звеньев цепи главного движения токарного станка, так как в этом случае заданное отношение $f/n_{шп}$ остается неизменным при любом $n_{шп}$, и необходимость в специальном приспособлении для настройки частоты колебаний резца отпадает.

В токарно-винторезных станках универсального типа подключение к цепи главного движения можно осуществлять через блок сменных шестерен, расположенный в торцевой части передней бабки. Однако, существенным недостатком такого конструктивного решения является удаленность приводного звена от исполнительного органа — резцедержателя станка. Чтобы сократить длину линии связи между приводным и исполнительным звеньями удобнее всего в качестве приводного звена использовать сам шпиндель.

На рис 1 представлена схема такого рода устройства [2]. Его основой является Г-образная плита 1, закрепляемая сверху болтами 11 крышки передней бабки станка. На вертикальной стенке плиты 1 приваривается П-образный элемент 12 для установки в подшипниковых опорах дополнительного валика 9 с жестко закрепленными на нем шестерней 8 и эксцентриком 2. На вертикальной стенке плиты 1 закрепляется также корпус 10 плунжерного насоса, подвижный плунжер-толкатель 4 которого через свободно вращающийся ролик 5 контактирует с

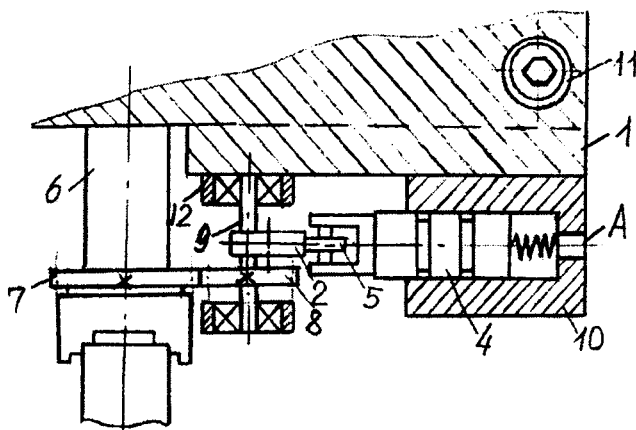


Рис. 1 Привод устройства для вибрационного резания с обычным эксцентриковым механизмом

рода устройства [2]. Его основой является Г-образная плита 1, закрепляемая сверху болтами 11 крышки передней бабки станка. На вертикальной стенке плиты 1 приваривается П-образный элемент 12 для установки в подшипниковых опорах дополнительного валика 9 с жестко закрепленными на нем шестерней 8 и эксцентриком 2. На вертикальной стенке плиты 1 закрепляется также корпус 10 плунжерного насоса, подвижный плунжер-толкатель 4 которого через свободно вращающийся ролик 5 контактирует с

эксцентриком 2. На шейке шпинделя монтируется и жестко крепится шестерня 7. При этом числа зубьев Z_7 и Z_8 выбираются из условия обеспечения необходимого отношения $f/n_{шп.}$, т.е. $i_{87} = Z_7/Z_8 = f/n_{шп.} = 1,5; 2,5; 3,5 \dots$ Следует заметить, что при выборе значения $f/n_{шп.}$ исходят из двух оснований: уменьшения длины срезаемых элементов стружки, что достигается увеличением отношения $f/n_{шп.}$, и облегчения динамического режима работы устройства, что достигается снижением величины $f/n_{шп.}$. Второе условие является более важным, поэтому практически более употребительным является число $f/n_{шп.} = 1,5$ и только при обработке заготовок диаметром свыше 250 мм идут на увеличение отношения $f/n_{шп.}$ до 2,5 или 3,5.

При работе станка вращение шпинделя 6 через зубчатую пару 7,8 передается эксцентрику 2 и далее преобразуется в возвратно-поступательное движение толкателя-плунжера 4 плунжерного насоса, гидравлически связанного отверстием А в корпусе 10 насоса с исполнительным гидроцилиндром подвижной части резцедержателя станка.

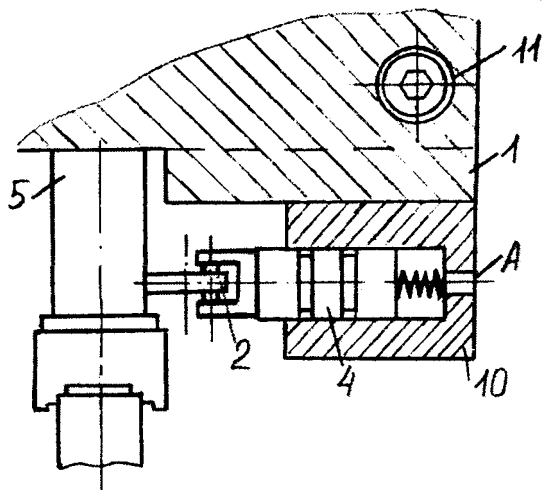


Рис. 2 Привод устройства для вибрационного резания с модифицированным эксцентриковым механизмом

Конструкция и монтаж эксцентрикового привода на действующем станочном оборудовании существенно упрощаются, если вместо обычного использовать модифицированный (преобразованный) ЭМ, у которого приводным (рис.2) является цилиндрическое звено (шейка шпинделя 5), передающее посредством сил трения вращение ранее промежуточному, а теперь кинематически активному ролику-эксцентрику 2, преобразующему вращательное движение в возвратно-поступательное перемещение подпружиненного плунжера-толкателя 4 плунжерного насоса. При этом диаметр d_2 ролика 2 назначают из условия обеспечения требуемого отношения частоты колебаний f инструмента к частоте вращения $n_{шп.}$ шпинделя 5, т.е. $d_5/d_2 = f/n_{шп.}$. Очевидно, что в новой конструкции привода ввиду ненужности

дополнительного валика 9 с подшипниковыми опорами и закрепленными на нем шестерней 8 и эксцентриком 2 отпадает необходимость в приварке к несущей плите 1 П-образного опорного элемента 12, а габариты самой плиты существенно уменьшаются. Отпадает также необходимость в изготовлении и монтаже на шейку шпинделя шестерни 7.

Ввиду очевидных конструктивных преимуществ и возможного широкого практического применения модифицированных ЭМ, особенно при модернизации действующего станочного оборудования, возникает необходимость в проведении подробного кинематического анализа движения звеньев таких механизмов и оценки степени отклонений в характеристиках их движения по сравнению с обычными ЭМ.

Поскольку обычные ЭМ кинематически эквивалентны четырехзвенным механизмам с одними низшими парами, то при проведении кинематического анализа таких ЭМ могут быть использованы формулы для расчета кинематических параметров движения звеньев соответствующих шарнирно-рычажных механизмов. В частности при проведении кинематического анализа обычного ЭМ с поступательно-перемещающимся толкателем могут быть использованы формулы для расчета кинематических параметров движения звеньев дезаксиального кривошипно-ползунного механизма. В соответствии с [3] эти формулы имеют вид:

$$X_{40} = l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3, \quad (1)$$

$$V_{40} = \omega_2 i_{42} = \omega_2 l_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) / \cos \varphi_3 \quad (2)$$

и

$$a_4 = -\omega_2^2 i'_{42} = -\omega_2^2 (l_2 \cos \varphi_2 + i_{32}^2 l_3 \cos \varphi_3 + i_{32} l_3 \sin \varphi_3), \quad (3)$$

где

$$\varphi_3 = \arcsin[-(e + l_2 \sin \varphi_2) / l_3] = \arcsin[-(\kappa + \lambda \sin \varphi_2)], \quad (4)$$

$$\kappa = e / l_3 \quad \text{и} \quad \lambda = l_2 / l_3,$$

$$i_{32} = -l_2 \cos \varphi_2 / l_3 \cos \varphi_3 = -\lambda \cos \varphi_2 / \cos \varphi_3 \quad (7)$$

и

$$i'_{32} = (l_2 \sin \varphi_2 + i_{32}^2 l_3 \sin \varphi_3) / l_3 \cos \varphi_3 = (\lambda \sin \varphi_2 + i_{32}^2 \sin \varphi_3) / \cos \varphi_3. \quad (8)$$

В уравнениях (1...8) "e" – величина дезаксиала, т.е. длина смещения линии действия толкателя относительно оси валика 9; l_2 – величина эксцентриситета эксцентрика 2; l_3 – межцентровое расстояние между соприкасающимися цилиндрическими звеньями 5 и 2 (воображаемое водило 3, длина которого равна $l_3 = (d_5 + d_2) / 2$; φ_2, φ_3 и φ_5 , ω_2, ω_3 и ω_5 -- соответственно углы поворота и угловые скорости звеньев 2, 3 и 5; $i_{25}^{(3)}$ -- постоянное передаточное отношение между цилиндрическими звеньями 2 и 5

при остановленном водиле 3, равное $i_{25}^{(3)} = -d_5 / d_2$; индекс «о» указывает на принадлежность формул (1...3) обычному ЭМ.

При проведении кинематического анализа модифицированного ЭМ с поступательно перемещающимся толкателем следует исходить из уравнений, полученных в [4]. В соответствии с ними перемещение толкателя, то есть функция $X_{4M} = f(\varphi_5)$ будет определяться из равенств (1), (4) и дополнительного уравнения

$$\varphi_5 = \left[1 - i_{52}^{(3)} \right] \varphi_3 + i_{52}^{(3)} \varphi_2;$$

скорость толкателя – из уравнения

$$v_{4M} = \omega_5 i_{42} i_{25} = \omega_5 i_{42} / i_{52}, \quad (9)$$

а ускорение – из уравнения

$$a_{4M} = \omega_5^2 i_{25}^3 (i'_{42} i_{52} - i_{42} i'_{52}) = \omega_5^2 (i'_{42} i_{25}^2 - i_{25}^3 i_{42} i'_{52}), \quad (10)$$

$$\text{где } i_{52} = i_{52}^{(3)} + \left[1 - i_{52}^{(3)} \right] i_{32}, \quad i_{25} = 1 / i_{52} \quad \text{и} \quad i'_{52} = \left[1 - i_{52}^{(3)} \right] i'_{32}$$

(индекс «м» указывает на принадлежность формул (9) и (10) модифицированному ЭМ.)

Следует заметить, что у обычного ЭМ ω_2 является постоянной величиной, равной $\omega_2 = -Z_7 \omega_6 / Z_8 = -Z_7 \omega_{\text{III}} / Z_8$, а $\omega_5 = \omega_5(\varphi_2)$ -- некоторая переменная функция, обычно не определяемая, поскольку ролик 5 является кинематически нейтральным звеном; у модифицированного ЭМ наоборот $\omega_5 = \omega_{\text{III}} = \text{const}$, а ω_2 является переменной величиной, подлежащей определению.

Для оценки степени отклонения кинематических параметров движения ведомого звена модифицированного ЭМ по сравнению с таковыми параметрами у обычных ЭМ необходимо обеспечить равенство угловой скорости ω_2 обычного и средней скорости

ω_2 модифицированного ЭМ. Это достигается при принятии $d_2 = d_5$. Тогда функция положения $\varphi_5 = f_5(\varphi_2)$ принимает вид

$$\varphi_5 = 2 \arcsin[-(\kappa + \lambda \sin \varphi_2)] - \varphi_2,$$

где переменный параметр $2 \arcsin[-(\kappa + \lambda \sin \varphi_2)]$ характеризует степень отклонения функции $\varphi_5 = \varphi_5(\varphi_2)$ от линейности.

В свою очередь, параметры i_{25} и i_{25}^2 характеризуют степень отклонения профилей кривых скорости и ускорения модифицированного ЭМ от таковых у обычного ЭМ, а член $i_{25}^{(3)} i_{42} i_{52}'$ в уравнении (10) -- переменную величину вертикального сдвига кривой ускорения модифицированного ЭМ по отношению к кривой ускорения обычного ЭМ.

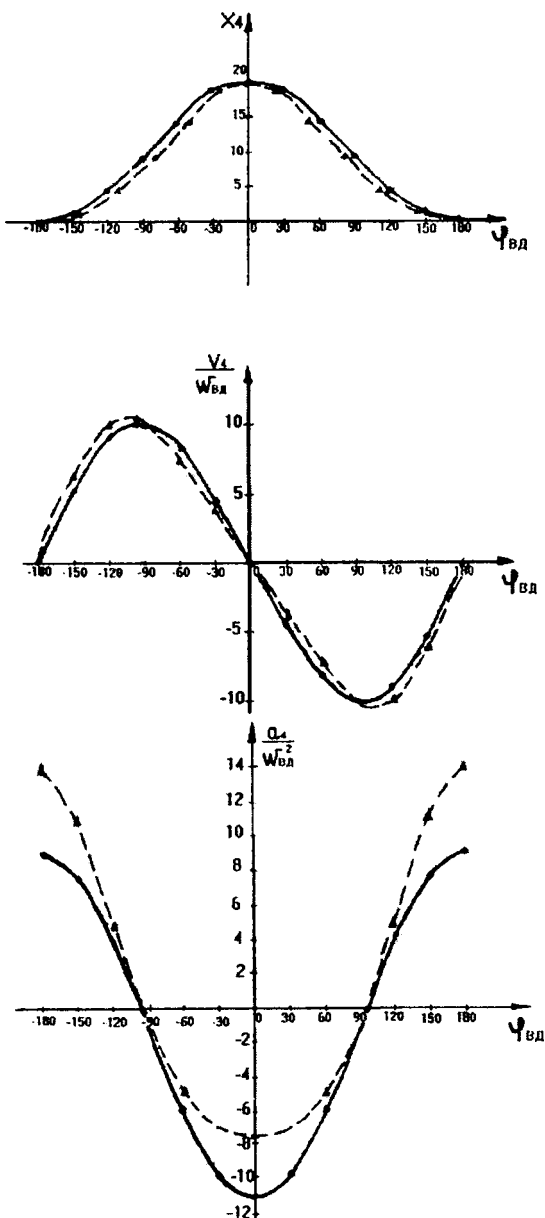


Рис. 3 Кинематические характеристики эксцентриковых механизмов

Графики функций $x_4 = x_4(\varphi_{ВД})$, $V_4 / \omega_{ВД} = f(\varphi_{ВД})$ и $a_4 / \omega_{ВД}^2 = f(\varphi_{ВД})$ для обычного и модифицированного ЭМ., рассчитанные для случая $e=0$; $l_2=10$, $d_2=d_5=100$ и следовательно $l_3=100$, $\kappa=0$, и $\lambda = 0,1$ представлены на рис. 3 (для обычного ЭМ $\varphi_{ВД} = \varphi_2$ и $\omega_{ВД} = \omega_2$; для модифицированного ЭМ $\varphi_{ВД} = \varphi_5$ и $\omega_{ВД} = \omega_5$).

Анализ графиков показывает, что при использовании модифицированных ЭМ положение на оси $\varphi_{ВД}$ точек максимума и минимума функции перемещения $x_4 = x_4(\varphi_{ВД})$, скорости $V_4 / \omega_{ВД} = f(\varphi_{ВД})$ и ускорения $a_4 / \omega_{ВД}^2 = f(\varphi_{ВД})$ по сравнению с обычными ЭМ не изменяется; имеет место лишь некоторое искривление профилей кривых перемещения и скорости, что приводит к соответствующему изменению профиля и вертикальному сдвигу кривой ускорения $a_4 / \omega_{ВД}^2 = f(\varphi_{ВД})$. Применительно к вибрационному резанию некоторое изменение закона перемещения инструмента при сохранении структуры цикла не оказывает влияние на эффективность процесса стружкодробления. В то же время наличие вертикального сдвига кривой ускорения приводит к увеличению максимальных значений

$a_{4\max_M}$, что говорит об ухудшении динамики движения ведомого звена модифицированного ЭМ по сравнению с обычным ЭМ. Однако расчеты показывают, что с уменьшением эксцентриситета l_2 эксцентрика 2 соответственно (почти линейно) уменьшаются и величины $a_{4\max}$ как у модифицированных, так и обычных ЭМ. Так при $l_2=10$ $a_{4\max_O} = 11\omega_{ВД}^2$ и $a_{4\max_M} = 14\omega_{ВД}^2$; при $l_2=5$ $a_{4\max_O} = 5,25\omega_{ВД}^2$ и $a_{4\max_M} = 5,8\omega_{ВД}^2$; при $l_2=1$ $a_{4\max_O} = 1,01\omega_{ВД}^2$ и $a_{4\max_M} = 1,02\omega_{ВД}^2$. Как видно, при значениях l_2 , близких, а тем более меньших единицы (сопоставимых с величиной используемых в процессе резания станочных подач), разница в значениях $a_{4\max_O}$ и $a_{4\max_M}$ становится уже почти не ощутима. Таким образом, сохранение заданной по времени структуры перемещения ведомого звена, а при значениях $l_2 \leq 1$ – и практически неизменной динамики его движения при упрощении конструкции и монтажа устройства говорит о предпочтительности применения модифицированных ЭМ в качестве приводных (по сравнению с обычными ЭМ) в различного рода вибрационных устройствах, в частности, в устройствах для вибрационного резания.

Литература. 1 Баранов В.Н., Захаров Ю.Е. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. М., Машиностроение, 1966. 2. Молочко В.И. Новые конструкции эксцентриковых приводов для устройств вибрационного резания. Весті АН БССР, серія фізікатэхнічных навук., №3, стр. 61-64, Мн., 1985. 3. Шимкович А.А. Механика, Минск, «Вышэйшая школа», 1969, 384 с. 4. Молочко В.И., Сечко Н.В. Кинематика эксцентриковых механизмов с ведущим цилиндрическим звеном. Сб. научных трудов «Современные методы проектирования машин». – Мн. 2002

УДК 621.85.052.44

А.Т. Скойбеда, А.Г. Баханович, И.Г. Баханович

ПРОГРЕССИВНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ПРИВОДНЫХ ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ ПОВЫШЕННОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ С ИЗНОСТОЙКИМ ПОКРЫТИЕМ ЗУБЬЕВ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Технология производства приводных зубчатых ремней сводится к следующим комплексам технологических операций: а) сборка заготовки ремня из кордных, тканевых и невулканизированных эластомерных материалов; б) вулканизация заготовок; в) резка заготовок (викеля) на отдельные ремни; г) контроль качества ремней.

Сборка заготовок замкнутых ремней заключается в наложении на сборочный профильный барабан одного или нескольких слоёв обкладочной ткани, навивки по винтовой линии нити корда, укладки и прикатки требуемого количества эластомера. Надеваемая на сборочный барабан ткань имеет вид цилиндрического рукава, сшитого или склеенного по образующей.

Операция навивки кордшнура является наиболее важной на данном технологическом этапе. От качества её выполнения во многом зависят равномерность нагружения отдельных витков кордшнура и несущая способность ремня в целом.

Равномерность навивки кордшнура обеспечивается при выполнении как минимум двух требований: постоянного шага и натяжения навивки. Стабильный шаг навивки обеспечивается применением одного или нескольких роликов для наводки корда. Зазор между роликом и сборочным барабаном выбирается минимальным (2...10мм).

Заданное усилие натяжения обеспечивается с помощью тормозных механизмов, воздействующих на бобину с кордшнуром. Натяжение кордшнура поддерживается постоянным периодической регулировкой тормозного момента, осуществляемой вручную.

При навивке на сборочный барабан кордной нити происходит её дополнительное закручивание или раскручивание, в результате чего шаг свивки нити изменяется. Ремни с металлокордом, получившим дополнительную скрутку, в свободном состоянии самопроизвольно деформируются, приобретая вид "восьмёрок". Работа таких ремней в передаче сопровождается их интенсивным трением о реборды. Для устранения этого явления сборочный станок оснащается дополнительным приспособлением, осуществляющим при навивке корда вращение узла крепления бобины вместе с самой бобиной в сторону, противоположную направлению вращения сборочного барабана.

После разрезки викаля возникают определённые трудности с заделкой концов выступающего с торцов ремня кордшнура. Особенно проблема актуальна для ремней с металлокордом, концы которого способны вызывать травмы и повреждать детали передачи. Наиболее простой путь устранения подобного явления заключается в придании нити корда увеличенного угла навивки в местах будущей разрезки. Такая навивка осуществляется с помощью дополнительного суппорта, установленного на основном суппорте сборочного станка и несущего наводочный ролик. Дополнительному суппорту сообщается прерывистое движение, в результате чего в местах будущей разрезки викаля скорости обоих суппортов складываются. Результатом является увеличенный угол наклона спиралей корда. На участках обычной навивки дополнительный суппорт неподвижен относительно основного.

Вулканизация приводных ремней осуществляется в автоклавах. Такой метод вулканизации характерен для длинномерных (до 3150мм) зубчатых ремней. Более длинные ремни вулканизируют в челюстных прессах или вулканизаторах периодического действия, выполняющих вулканизацию ремня по участкам.

Зубчатые ремни небольшой длины, лишённые тканевой обкладки, изготавливают методом литья в пресс-формах на гидравлических прессах с плоскими обогреваемыми плитами. Литые ремни отличаются точными размерами и высоким качеством поверхностей. Однако, будучи лишены тканевой обкладки рабочей части, такие ремни недостаточно долговечны. Напротив, ремни, изготовленные в автоклаве, оснащены тканевой обкладкой, и их долговечность в 5-7 раз превышает долговечность аналогичных литых ремней.

Вместе с тем технология вулканизации в автоклаве имеет свои недостатки, не позволяющие в полной мере реализовать максимальную долговечность изготавливаемых ремней. Прежде всего, это связано с низкими давлениями прессования (до 0,6...1,5МПа) в отличие от предыдущего метода (свыше 15...25МПа). Низкие давления прессования обуславливают невысокие показатели прочности адгезии корда к эластомеру, а также наличие пористостей, раковин и т.д. в готовом изделии. Кроме того, прессование в автоклаве осуществляется гибким прессующим органом - резинокордной диафрагмой. Наличие нежёсткого прессующего органа не позволяет получать требуемую толщину ремней, для достижения которой их приходится шлифовать.

Объединение положительных свойств обеих технологий реализовано в новой технологии изготовления приводных зубчатых ремней, разработанной с нашим участием. Технология основана на прессовании заготовки ремня жёсткими прессующими секторами, синхронно сближающимися в радиальном направлении. Течение вулканизируемого эластомера в радиальном направлении обеспечивает качественное оформление тканевой обкладки на рабочей части ремня, исключая складкообразование. Наличие жёстких прессующих секторов позволяет получать ремни заданной толщины и с требуемым качеством поверхностей непосредственно в пресс-форме. Технология запатентована в ведущих развитых странах.

Изготовление приводных зубчатых ремней по методу прессования жёсткими секторами или прессующими элементами (ПЖЭ) осуществляется на стандартных вулканизационных гидравлических прессах с плоскими обогреваемыми плитами. Для реализации метода используются 2 разновидности пресс-форм. Первая, с вертикальной осью профильного барабана и комплектом секторов и конусов (секторная), предназначена для изготовления сравнительно больших ремней длиной 700...1500мм. Вторая, с горизонтальной осью профильного барабана и двумя прессующими секторами (полуформами), позволяющая изготавливать ремни длиной 100...800мм. Во избежание изготовления дорогостоящих комплексов полуформ, для близких по размерам ремней изготавливают один унифицированный корпус, оснащённый комплектом упругих сменных втулок, внутренняя поверхность которых выполняет формообразующие функции. Проведенные исследования показали, что применение метода ПЖЭ позволяет обеспечить более высокие показатели механических свойств ремня по сравнению с вулканизацией в автоклаве вследствие получения повышенного давления прессования и, как следствие, повысить несущую способность и долговечность производимых приводных зубчатых ремней.

УДК 621.85.052.44

А.Т. Скойбеда, А.Г. Баханович, И.Г. Баханович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Одним из важнейших аспектов проектного расчёта зубчато-ременной передачи (ЗРП) является определение величины поправки Δt к шагу зубьев шкива, обеспечивающей тот или иной вид распределения нагрузки на дуге обхвата. Анализ мировой научно-технической литературы показал, что имеется ряд разрозненных и противоречивых рекомендаций по выбору величины коррекции шага зубьев шкива $\Delta t = t_p - t_{ш}$, который не может дать ясного представления о сути рассматриваемого вопроса и предопределяет необходимость дальнейшей разработки данной проблемы.

Зарубежные авторы [1,2] рекомендуют величину наружного диаметра шкива увеличивать на $0,001t_p$. Для ремней “модульной” системы величина коррекции определяется таблично в зависимости от значения делительного диаметра шкива. В этом случае:

$$d_a = mz_1 - 2\delta + K_1; \text{ мм}, \quad (1)$$

где: m - модуль ремня, мм; z_1 - число зубьев ведущего шкива; δ - расстояние от нейтральной оси кордшнура до межзубой впадины ремня, мм; K_1 - корректирующая поправка [3], мм.

Подобная методика не учитывает влияния на неравномерность нагружения зубьев факторов, определяемых механическими свойствами ремня. С целью устранения этого недостатка в [4] величину K находят по зависимости:

$$K_{1(2)} = 0,2 \frac{F_t}{B_p} \lambda z_{1(2)}, \quad (2)$$

где: F_t - окружное усилие, Н; B_p - ширина ремня, мм; λ - податливость кордшнура ремня на длине одного шага, $\text{мм}^2/\text{Н}$.

В работе [5] предлагается учитывать не только размеры шкива, но и значение передаваемой нагрузки. Например, при $10 < z_0 \leq 30$ для окружных усилий, не превышающих максимальных значений:

$$K_1 = \frac{0,0005}{\pi} z_1 (z_0 - 10). \quad (3)$$

где: z_0 - количество зубьев в зацеплении.

Анализ выражения (3) показывает, что при $z_0 < 10$ шаг зубьев шкива не корректируется, что противоречит представлениям о закономерностях передачи нагрузки в зацеплении. Исходя из них, при уменьшении z_0 нагруженность зубьев возрастает, а при $z_0 < 6$ корректируется даже величина допускаемой окружной силы на зубьях. Таким образом, с уменьшением z_0 величина K_1 должна возрастать.

С учётом подобных обстоятельств в работе [6] предлагается определять величину коррекции шага как на основе показателей механических свойств ремня, так и значений длины дуги обхвата:

$$\Delta t = t_{ш} - t_p = \frac{0,4 z_0^{0,2} K_\alpha F_t B_p}{E_z}, \text{ мм}; \quad (4)$$

где: K_α - отношение податливостей каркаса ремня и его зубьев; E_z - жёсткость зубьев ремня, $\text{Н}/\text{мм}^2$.

Выражения (2)-(4), по мнению их авторов, позволяют получать значения коэффициента неравномерности нагружения зубьев $\psi=1$, что должно соответствовать максимальной долговечности ремня. Между тем существует ряд зависимостей, из которых следует, что при уменьшении ψ величина долговечности возрастет. Следовательно, $\psi=1$ не является универсальным показателем, обеспечивающим максимальную долговечность ремня. Для обеспечения возможности выбора величины коррекции шага, соответствующего $\psi \neq 1$, в работе [7] приводится ряд графических зависимостей. Ввиду влияния частоты пробегов ремня на его механические свойства, и, следовательно, распределение нагрузки в зацеплении, автор [8] предлагает зависимости величины коррекции шага от v .

Между тем, величина Δt , соответствующая требуемому ψ , может быть достаточно легко найдена из зависимости:

$$\Delta t = \frac{t_p}{200} \left[1,3 - \frac{\psi_{до}}{K_v K_f K_s \left(0,5 \left(\frac{F_t}{[F_t]} \right)^2 + 1 \right) (0,53 z_0 + 1)} \right]. \quad (5)$$

где: K_v ; K_F ; K_Z - коэффициенты, учитывающие частоту пробегов ремня v ; продольную жёсткость ремня E_F и жёсткость зубьев E_Z соответственно [10]; $[F_t]$ - допускаемое окружное усилие, передаваемое ремнем.

Располагая выражением (5), также невозможно обеспечить получение Δt , соответствующих максимальному уровню N . Такой уровень в работе [9] предлагается достигнуть путём обеспечения равнозначности обоих критериев работоспособности, для чего приравниваются давления на зубья дуги обхвата. Однако и в этом случае не приводится конкретных значений ψ , обеспечивающих максимальный уровень N_n и N_y .

На наш взгляд, величина коррекции шага зубьев шкива должна выбираться исходя из возможности реализации максимальной долговечности ремня по обоим критериям, т.е. при $N_n=N_y$.

С целью получения аналитической зависимости, связывающей N_y и ψ , был проведён численный эксперимент. При этом в соответствии с методикой ортогонального планирования [11] варьировались факторы, определяющие усталостную долговечность зубьев ремня. В результате вычислений установлено, что величина N_y может быть найдена из зависимости:

$$N_y = \left(\frac{25h_p z_o}{F_t \psi \sqrt{\frac{G}{2}}} \right)^5 \quad (6)$$

где: h_p - высота зуба ремня, мм; G - модуль сдвига резины, МПа.

Долговечность ремня по критерию износа с учётом соотношения долговечности обкладки и резинового массива составит:

$$N_u = 1,25 \frac{h_o}{h_{10}} \left(\frac{F_t \omega \psi \mu}{z_o} K_k \right)^{1,75} \quad (7)$$

где: h_o - толщина обкладочной ткани, мм; h_{10} - толщина обкладки, изнашиваемой на её наружной поверхности в условиях трения при единичной мощности, мм; ω - угловая скорость вращения шкива, c^{-1} ; μ - коэффициент трения; $K_k = \frac{\Phi_1}{f+2} + \frac{\Phi_2}{2}$ - кинематический коэффициент.

Анализ зависимостей (6), (7) показывает, что $dN_n/d\psi$ и $dN_y/d\psi < 0$. Таким образом, зависимости N_n и N_y от ψ не имеют экстремумов, и величина ψ не может быть найдена методами обычной оптимизации. Следовательно, представляется возможным определить лишь величину ψ , соответствующую не максимально возможному, а какому-либо определённом, наперёд заданному уровню долговечности.

Сравнение зависимостей (6) и (7) свидетельствует о том, что при любых значениях аргумента $dN_n/d\psi < dN_y/d\psi$. Ввиду этого существует точка, в которой $N_n=N_y$. Значение коэффициента неравномерности нагружения зубьев для этой точки определится путём приравнивания (6) и (7):

$$\psi_{opt} = \frac{z_o}{F_t} \left(\frac{h_o}{1,25h_o} \right)^{0,3} \left(\frac{25h_p}{\sqrt{\frac{G}{2}}} \right)^{1,5} (\omega \mu K_k)^{0,5} \quad (8)$$

Например, для $m=3$ мм; $\omega=15,7c^{-1}$; $F_t=6$ Н/мм величина $\psi_T=0,45$. При $\psi < \psi_T$ долговечность ремня определяют процессы износа. При $\psi > \psi_T$, наоборот, $N_y > N_n$ и долговечность ремня зависит от интенсивности протекания усталостного разрушения.

Таким образом, при заданном значении долговечности ремня N_3 по формуле (8) находят значение ψ_T и по (6) или (7) определяют соответствующее ему значение долговечности N_T . Если $N_3 > N_T$, то требуемая величина неравномерности нагружения зубьев находится из выражения:

$$\psi = \frac{z_o}{F_t \omega \mu K_k} \left(\frac{1,25 h_o}{N_k h_o} \right)^{0,57} \quad (9)$$

В случае если заданный уровень долговечности несколько меньше и $N_3 < N_T$, величина ψ определяется по зависимости вида:

$$\psi = \frac{25 h_p z_o}{F_t \sqrt{\frac{G}{2}}} \left(\frac{1}{N} \right)^{0,2} \quad (10)$$

Располагая значением ψ , по зависимости (5) находится значение $\Delta t = t_p - t_{ш}$, соответствующее заданной неравномерности нагружения зубьев.

Объектом исследований являлся зубчатый ремень $m=7$ мм; $z_p=71$; $B_p=32$ мм, изготовленный методом диафрагменной вулканизации и оснащённый износостойким тканевым покрытием зубьев.

Методика проведения исследований базировалась на регистрации деформаций измерительного зуба одного из шкивов передачи. Измерительный зуб имел вид фрезерованной консольной балки, на противоположные плоскости которой по мостовой схеме наклеивались тензорезисторы с базой 10мм. Проводники от тензорезисторов через токосъёмник соединялись с регистрирующей аппаратурой, основу которой составлял светолучевой осциллограф К12-22.

Для проведения исследований был изготовлен специальный стенд, работающий по принципу открытого силового контура. Крутящий момент от двигателя мощностью 800Вт через открытую зубчатую передачу с $u=15$ (135/9) передавался на ведущий вал стенда. Частота вращения вала двигателя бесступенчато регулировалась в диапазоне 0...600мин⁻¹. Тормозной момент создавался на ведомом валу с помощью регулируемого колодочного тормоза, позволявшего реализовывать его значения от 0 до 200Нм. Это обеспечивало при числе зубьев шкивов передачи $z_1=z_2=20$ значения $F_t=0...2800$ Н или $F_t=0...57$ Н/мм при допустимом для $m=7$ мм $[F_t]=45$ Н/мм [12].

Получение вида распределения нагрузки на дугах обхвата при различных значениях коррекции шага $\Delta t = t_{ш} - t_p$ обеспечивалось следующим образом. Измерительный шкив изготавливался со значением наружного диаметра 139,0мм, соответствующего $\Delta t/t_p = +0,00433$ и теоретически определённого при этом соотношении $\psi=0,43$. После наклейки тензодатчиков и получения соответствующих осциллограмм измерительный шкив снимался со стенда и перешлифовывался по наружному диаметру до значения 138,8мм, которому соответствует $\Delta t/t_p = +0,0029$ и $\psi=0,72$. Тензодатчики при этом оставались наклеенными на соответствующий зуб шкива. После проведения очередной серии испытаний шкив последовательно шлифовался до диаметров: 138,6мм ($\Delta t/t_p = +0,00143$; $\psi=1,02$); 138,4мм ($\Delta t/t_p = 0$; $\psi=1,30$); 138,2мм ($\Delta t/t_p = -0,00143$; $\psi=1,59$); 138,0мм ($\Delta t/t_p = -0,0029$; $\psi=1,88$).

В результате обработки полученных осциллограмм методом ординат установлено, что значение ψ_{max} линейно убывает по мере увеличения коррекции шага шкива. В рассматриваемом диапазоне изменения $\Delta t/t_p$ расхождение между теоретическими и экспериментальными результатами не превышает 14,3%. Анализ эмпирических зависимостей ψ_{max} от Δt показывает, что наибольшее расхождение между ними наблюдается в области высоких $\Delta t/t_p$. Это может быть связано с тем, что в теоретическом расчёте зна-

чений ψ не отражено влияние факта частичного выхода из зацепления зубьев дуги обхвата, находящихся у ведомой ветви. Если при $\Delta t/t_p < 0$ нагрузка на эти зубья сравнительно невелика, то при избыточном корригировании шкива основная доля передаваемого зубьями окружного усилия перераспределяется в область, прилежащую к ведомой ветви. Из-за трапецеидальной формы зубьев с возрастанием усилий на зубьях увеличиваются и радиальные силы, выталкивающие зубья ремня из межзубных впадин. Недостаточное натяжение F_2 ведомой ветви неспособно эффективно компенсировать влияние радиальных сил, в результате чего часть зубьев частично выходит из зацепления. Так как их жёсткость при этом снижается, окружное усилие перераспределяется в область, находящуюся у ведущей ветви. Нагрузка, приходящаяся на находящиеся там зубья, в том числе и первый, возрастает, что не приводит к ожидаемому снижению ψ . Нейтрализация подобного явления наблюдается при увеличении натяжения $2F_0$ в соответствии с зависимостью:

$$2F_0 = 0,2F_t \left(\frac{0,00143\Delta t}{t_p} \right)^2, \text{ Н} \quad (11)$$

Сопоставление экспериментального характера распределения нагрузки с теоретическим свидетельствует о наличии у них гармонического вида изменения усилия на зуб по мере поворота шкива. При этом максимальному усилию на первом зубе дуги обхвата соответствует минимум усилия на остальных. При $\Delta t/t_p \geq 0,0029$ минимум усилия на зубьях в большей степени соответствует максимуму на последнем зубе дуги обхвата.

Одним из важнейших конструктивных параметров ЗРП, обеспечивающим тот или иной уровень долговечности ЗР, является разность шагов зубьев ремня и шкива, определяемая коррекцией шага зубьев последнего Δt . Предложенный подход определения рационального значения Δt обеспечивает оптимальное распределение нагрузки в зацеплении и повышает несущую способность и долговечность ЗР. Установлено, что значение $\psi=1$, когда нагруженность первого со стороны ведущей ветви зуба дуги обхвата соответствует среднему значению усилия, действующему в зацеплении, не всегда обеспечивает максимальную долговечность ЗР, а его рациональное значение варьируется в пределах 0,8...1,1 [13].

Литература. 1. Kugo Kunio. Зубчатые ремни // Пуранто Эндзин. (Plant. Engin.), 1985, vol.17, №9. - p.19-25. 2. Köster L. Der Zugkraftverlauf in Zahnriemenantrieben // Konstruktion, 1982, vol.34, №3. - p.99-104. 3. Гусейнов В.М. Отечественные приводные зубчатые ремни // Машиностроитель. - М.: 1986, №10. - с.40-41. 4. ОСТ 3805114-76. Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры. Методы контроля размеров ремней. М.: НИИРП, 1977. - 16с. 5. Metzner D. Konstruktive Gestaltung von Zahnriemenscheiben // Maschinenbautechnik. - 1983, vol.32, №3. - p.122-125. 6. Кравцов Э.Д., Похилюк В.С. Разность шагов ремня и шкива, обеспечивающая уменьшение неравномерности распределения нагрузки в зацеплении передачи зубчатым ремнем // Детали машин. – Киев: 1988, №46. - с.26-28. 7. Наталевич А.Н., Скойбеда А.Т., Никитин В.В. Коррекция шкивов как средство повышения долговечности передач зубчатым ремнем // Машиностроение. - Мн.: 1987, №12. - с.105-108. 8. Никончук А.Н. Совершенствование методов исследований и выбора эксплуатационных параметров зубчатых ремней повышенной долговечности. Дисс. ... канд. техн. наук. – Минск, 1988. - 193с. 9. Гуревич Ю.Е. Оптимизация расчетных критериев зубчатременной передачи // Детали машин. - М.: 1988, №47. - с.20-26. 10. Шпилевский В.И. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых ремней на основе применения рациональных методов выбора их предварительного натяжения: Дисс. ... канд. техн. наук. – Минск, 1993. - 185с. 11. Кравцов Э.Д. Влияние конструктивных параметров передачи зубчатым ремнем на расчетную

нагрузку: Автореф. дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. – Одесса, 1987. - 16с. 12. ОСТ 3805227-81. Передачи зубчатым ремнем. Метод расчёта. М.: НИИРП, 1981. - 23с. 13. Баханович А.Г. Повышение несущей способности и долговечности зубчато-ременных передач путём выбора их рациональных параметров: Дисс. ... канд. техн. наук. – Минск, 1998. - 209с.

УДК 621.88.084

А.Т. Скойбеда, Г.А. Достанко, Г.П. Кривко, Д. Эльмессауди

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЕ РАЗНОРАЗМЕРНОСТИ ШАРИКОВ НА ВИБРАЦИЮ ПОДШИПНИКОВ

*Белорусский национальный политехнический университет
ОАО "Минский подшипниковый завод"
Минск, Беларусь*

Долговечность, надежность и диагностика- взаимосвязанные параметры, определяющие техническое состояние машин и механизмов в целом. Диагностика является важной составной частью технического обслуживания, так как позволяет без разборки определить состояние механизмов и прогнозировать ресурс их безотказной работы.

Практические задачи диагностики подшипников качения в процессе эксплуатации решаются, как правило, одним из трех основных способов. Первый использует алгоритмы обнаружения дефектов по росту температуры подшипникового узла, второй – по появлению в смазке продуктов износа, а третий – по изменению вибрации (шума).

Вибрация и шум – естественные процессы, протекающие в машинах и оборудовании, и возбуждаются они теми же динамическими силами, которые являются причинами износа и других видов дефектов.

Известно, что чем меньше уровень вибрации и шума, тем выше технический ресурс, усталостная долговечность, надежность и быстроходность подшипников при одинаковых условиях эксплуатации. Именно это обстоятельство делает вибрацию и шум не только технико-эксплуатационным фактором, но и важным диагностическим показателем - интегральной характеристикой качества подшипников.

В данной работе экспериментально исследована возможность влияния разноразмерности шариков на вибрацию подшипника.

Исследование проводилось на испытательной станции ОАО "Минский подшипниковый завод" (МПЗ) на испытательном стенде ВНИПП-542. На вал испытательного стенда устанавливались четыре шариковых радиальных однорядных подшипника 6305АЕ повышенной грузоподъемности (в обозначении буква А) с полиамидными сепараторами (в обозначении буква Е) шестого класса точности производства ОАО «МПЗ». Использование полиамидных сепараторов позволяет практически исключить вибрацию, возникающую при использовании металлических сепараторов, снизить общий уровень вибрации и ее влияние на соседние подшипники, а также проводить эксперимент на одних и тех же кольцах исследуемых подшипников, производя замену шариков без съема внутренних колец с вала испытательного стенда.

Схема нагружения и установки подшипников на вал испытательного стенда приведена на рис.1. Средняя пара подшипников 2 и 3 через гидропривод нагружена радиальной силой Р. Два крайних подшипника 1 и 4 установлены в опорах и испытывают воздействие силы Р в обратном направлении. Вращение вала обеспечивается через ре-

дуктор и клиноременную передачу от электродвигателя. Контроль скорости вращения вала осуществляется с помощью тахометра. Радиальное усилие контролируется динамометром. Виброшумы подшипников контролируются акселерометрами Д-14, акустический контакт которых с наружными кольцами подшипников обеспечивается звукопроводами (щупами). Щупы с установленными на них акселерометрами прижимаются к наружным кольцам подшипников пружинами. Акселерометры через согласующие усилители подключены на вход платы аналого-цифрового преобразователя, встроенного в компьютер.

Исследования проводились на первом и четвертом подшипнике. В подшипники устанавливались шарики 29/64'' ($\varnothing 11.509$ мм) 20 степени точности с разноразмерностью 1, 4, 6 мкм. Геометрические параметры шариков приведены в таблице 1.

Анализ записей виброшумов подшипника

По вышеприведенной методике были выполнены записи виброшумов подшипника и проведен спектральный анализ с использованием пакетом обработки сигналов (ПОС).

Результаты измерений виброускорения в децибелах относительно выбранного условного нулевого значения их уровня $g_0 = 3 \times 10^{-4}$ м/с² определяют по формуле [1];

$$La = 20 \lg \frac{g}{3 \cdot 10^{-4}}, \quad (1)$$

где La – уровень виброускорения, дБ;

g – ускорение, м/с².

Ускорение g определяется с учетом масштабных коэффициентов Ky и Kn по формуле

$$g = \frac{Lv}{Ky} \times \frac{1000}{Kn}, \quad (2)$$

где Lv – уровень виброускорения, В;

Ky – коэффициент усиления сигнала согласующего усилителя, $Ky=20$;

Kn – коэффициент преобразования сигнала датчика, $Kn=1.8$ мВ*с²/м.

В дальнейшем, для удобства пользования данными, будем применять условное обозначение. Например: 1-4-1 – подшипник №1 с разноразмерностью шариков 4 мкм, номер замера 1; 4-6-3 – подшипник №4 с разноразмерностью шариков 6 мкм, номер замера 3.

Для анализа результатов записи виброшумов подшипника необходимо определить частоту вибрации, возбуждаемой разноразмерностью тел качения.

Частота вибрации, возбуждаемой разноразмерностью тел качения, зависит от частоты вращения сепаратора, и определяется по формуле [2];

$$f = \frac{Rв}{Rв + Rн} \times \frac{z \cdot n}{2 \cdot 60}, \quad (3)$$

где $Rв$ – радиус дорожки качения внутреннего кольца, мм; $Rв=15.9955$ мм;

$Rн$ – радиус дорожки качения наружного кольца, равный 27.5045 мм;

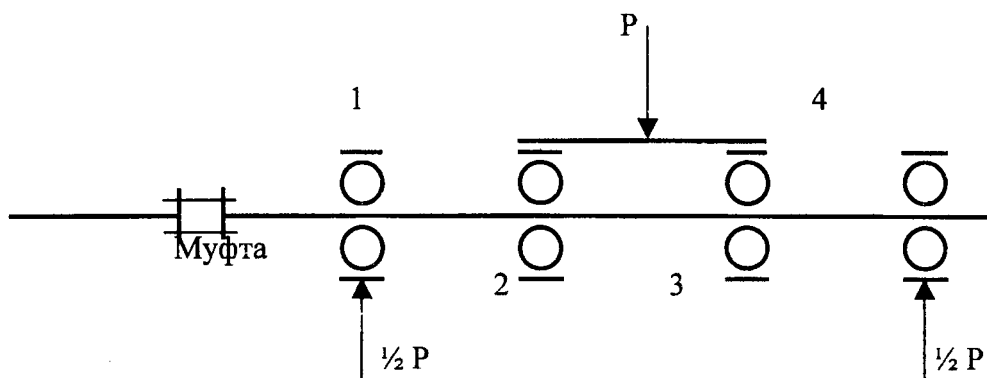
z – число тел качения; $z=7$;

n – частота вращения вала, мин⁻¹; $n=6700$ мин⁻¹.

Тогда

$$f = \frac{15.9955}{15.9955 + 27.5045} \times \frac{7 \cdot 6700}{2 \cdot 60} = 143.7 \text{ Гц.}$$

Для анализа принимаем две ближайшие по спектру частоты $f_{п1}=137$ Гц (0.137 кГц) и $f_{п2}=156$ Гц (0.156 кГц).



1...4 используемые подшипники 6-305AE;

P – действующая нагрузка, Н.

Рис.1 Схема нагружения и установки подшипников на вал испытательного стенда

Таблица 1

Отклонение диаметра шариков и разноразмерность, мкм ($\varnothing 11.509$ мм)

Номер подшипника	Отклонение диаметра							Разноразмерность
1	+9	+9	+9	+8	+8	+8	+9	1
4	+9	+8	+8	+9	+8	+8	+8	1
1	+3	+7	+7	+6	+7	+3	+7	4
4	0	+3	-1	-1	0	+3	-1	4
1	+13	+7	+8	+7	+12	+13	+7	6
4	+8	+8	+12	+7	+6	+12	+12	6

Таблица 2

Значения уровней вибрации в децибелах

Условное обозначение	Частота, кГц	
	0.137	0.156
1-1-1	70.51	60.06
1-1-2	74.31	74.38
1-1-3	75.54	73.90
1-4-1	80.40	80.82
1-4-2	78.36	78.36
1-4-3	78.61	81.04
1-6-1	87.58	89.01
1-6-2	88.04	87.76
1-6-3	85.76	87.39
4-1-1	76.73	76.95
4-1-2	77.22	75.48
4-1-3	75.57	75.56
4-4-1	82.40	81.96
4-4-2	81.24	81.59
4-4-3	83.20	81.66
4-6-1	87.24	85.58
4-6-2	88.17	86.43
4-6-3	87.35	86.65

Из таблица 2 следует, что с увеличением разноразмерности шариков в спектрах вибраций подшипников происходит увеличение уровней вибрации на частотах 137 Гц и 156 Гц, которые являются ближайшими к теоретически рассчитанной частоте 143.7 Гц.

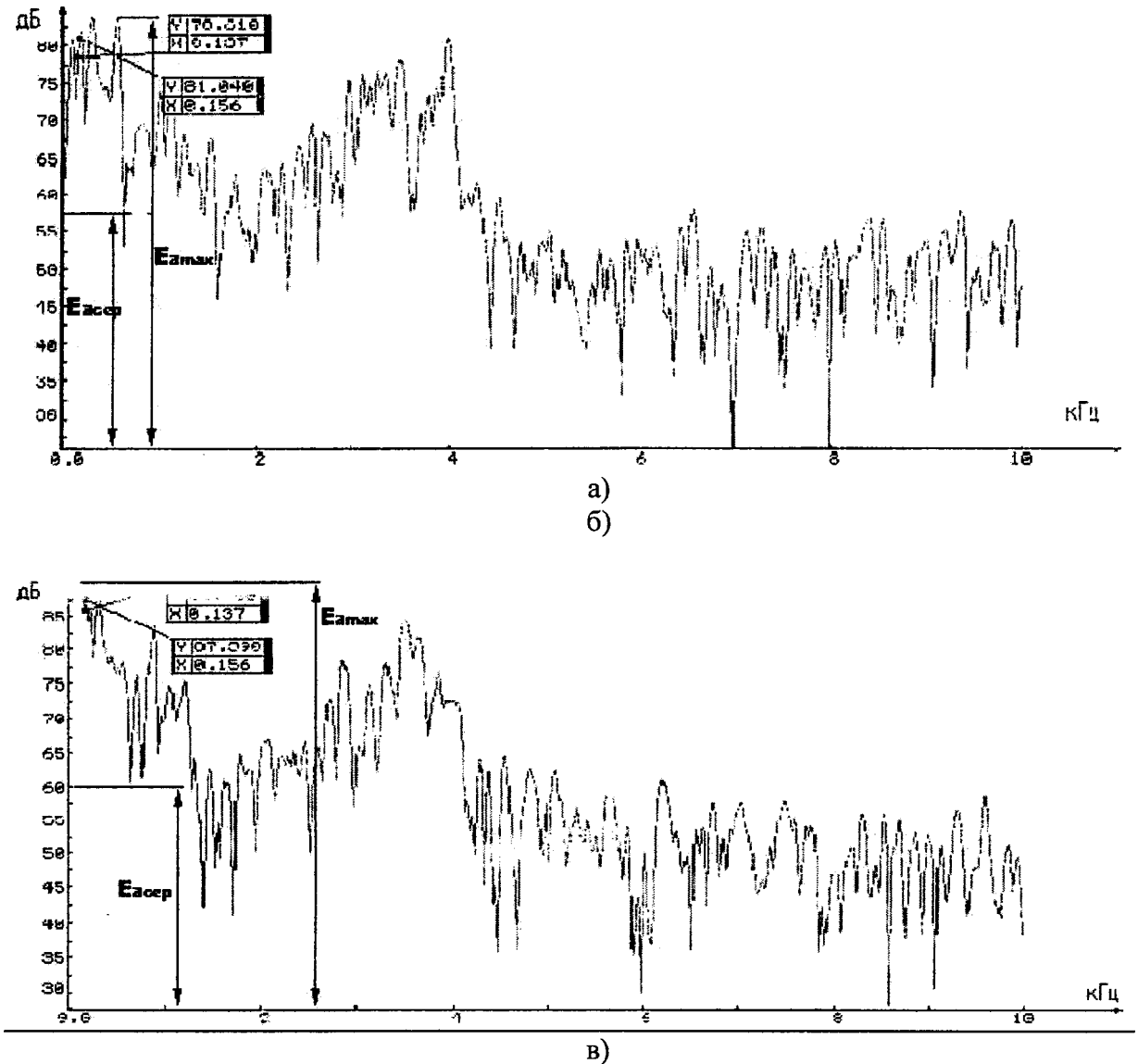


Рис.2 Спектры виброшумов подшипника 6305AE с разноразмерностью шариков: а-1 мкм; б- 4 мкм; в- 6 мкм.

На Рис. а), б), в) показаны спектры виброшумов (поз.1) соответственно с разноразмерностью шариков 1, 4, 6 мкм, которые показывают возможность их учета при диагностике подшипниковых узлов их предупреждений и разрушения.

ВЫВОДЫ

1. Экспериментально подтверждено влияние разноразмерности шариков на вибрацию подшипника. При этом установлено, что при увеличении разноразмерности шариков амплитуды сигналов на частотах, близких по спектральному анализу к теоретически рассчитанной частоте вибрации, возбуждаемой разноразмерностью тел качения, также увеличиваются. Из этого следует, что одним из направлений снижения уровня вибрации подшипников является уменьшение разноразмерности тел качения.

2. Вибродиагностика по показателям «Возможность разрушения» снижает вероятность выхода из строя механизмов на начальной стадии эксплуатации после ре-

монтных мероприятий, увеличивает их срок службы в назначенном классе по требованиям надежности, позволяет оперативно решать задачи повышения надежности механизмов в условиях автономной эксплуатации.

Литература. 1. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник. В 2-х кн. Кн. 1 / Под ред. В. В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1978. – 448 с., ил. 2. Снижение вибрации и шума подшипников качения, диагностика их качества в стендах при испытании на долговечность и при эксплуатации в составе изделий. Самохин О. Н., Авдеев А. М., Варламов Е. Б., Бальмонт В. Б. (Обзор). – М.: ЦНИИТЭИавтопром, 1988. – 77 с. 3. Вибрация подшипников / под ред. К.М. Рагульскиса - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985.-119 с.

УДК 621.85.052.44

А.Н. Никончук, И.Н. Никончук, О.В. Безмен

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ТЕОРИИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ШЕВРОННЫХ ЗУБЧАТОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

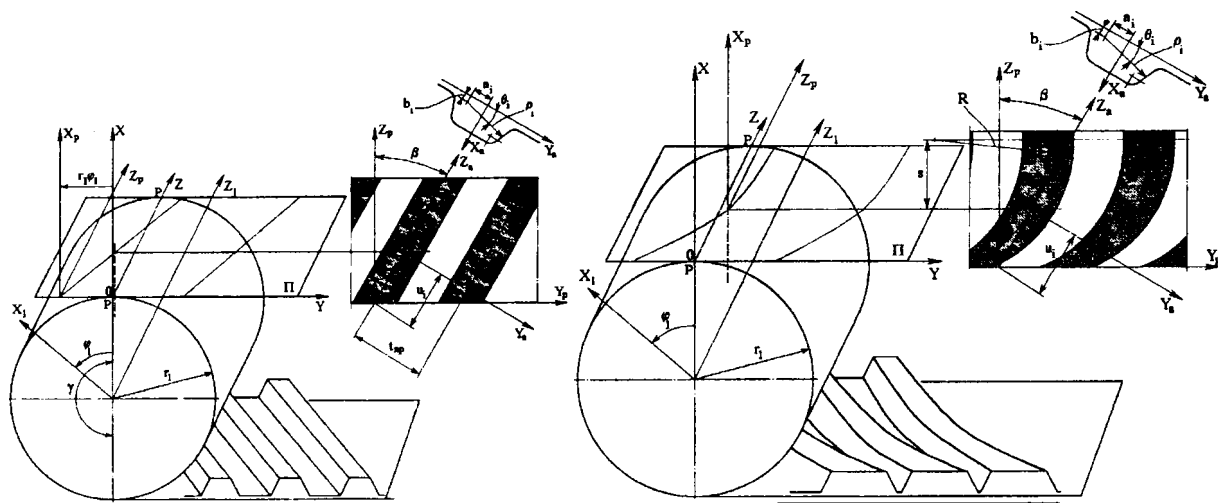
*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Синтез зубчатоременных передач повышенной эффективности, отличающихся наличием не прямых – шевронных или дугообразных зубьев, невозможен без создания обоснованных методов их расчета. Основой таких методов является оценка работоспособности проектируемых передач, в которую в явном виде входят такие конструктивные показатели, как коэффициент перекрытия и скорость относительного скольжения сопряженных профилей зубьев ремня и шкива. Для стандартных прямозубых зубчатоременных передач задача определения этих показателей, сформулированная в двухмерной постановке, в основном решена [1]. Конфигурация не прямых зубьев, поверхности которых принадлежат к классу геликоидов, предопределяет необходимость отыскания поверхности зацепления [2], размеры и координаты которой определяют геометрическое место линий касания зубьев. Оценочные показатели этой поверхности могут быть получены в результате сведения пространственной задачи к плоскому случаю, когда в плоскости, перпендикулярной осям вращения шкивов, рассматриваются зубья бесконечно малой ширины. Однако нарастание искажений формы и размеров зубьев с увеличением угла их наклона β предопределяет неприменимость такого подхода уже при $\beta > 10^\circ \dots 12^\circ$.

Для определения координат точек контакта профилей зубьев ремня и шкива разместим передачу в трехмерной неподвижной системе координат XYZ (рис.1,а). Аксоидами передачи являются: для шкива – совпадающий с делительным начальный цилиндр радиуса $r_1 = mz_1/2$, где m , z_1 – модуль и число зубьев шкива; для ремня – начальная плоскость Π , в которой с нормальным шагом $t_{pn} = \pi m$ под углом наклона β к оси OZ расположен ряд зубьев с заданным профилем. Относительное движение аксоидов в таком механизме представляет собой вращение вокруг мгновенной оси – линии касания аксоидов PP. Так как в точке касания поверхностей зубьев векторное произведение общей нормали к профилям и скорости равно нулю, то мгновенная ось вращения представляет собой ось зацепления – геометрическое место точек, являющихся полюсами зацепления.

Во вспомогательной системе координат $X_A Y_A Z_A$ нормальный профиль зубьев ремня удобно представить в полярной форме. Такое представление универсально и позволяет рациональным образом задавать практически любую конфигурацию. Его уравнения имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} x_a^p &= \rho_i \sin \vartheta_i - b_i \\ y_a^p &= \rho_i \cos \vartheta_i - a_i \\ z_a^p &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$



а
б
Рис. 1. Геометрия зубчаторемennых передач с шевронными (а) и дугообразными (б) зубьями.

где ρ_i , ν_i , a_i – полярные координаты профиля зуба ремня.

Переходя от вспомогательной системы координат к системе, связанной с зубчатым ремнем, направление движения которого соответствует направлению одной из ее осей, получим:

$$\left. \begin{aligned} x_p^p &= \rho_i \sin \vartheta_i - b_i \\ y_p^p &= (\rho_i \cos \nu_i - a_i) \cos \beta + u_i \sin \beta \\ z_p^p &= (\rho_i \cos \vartheta_i - a_i) \sin \beta + u_i \cos \beta \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Переход от поступательно движущейся вместе с ремнем системы $X_p Y_p Z_p$ к системе координат $X_1 Y_1 Z_1$, вращающейся вместе со шкивом, осуществляем с помощью матрицы вида:

$$M_{1p} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 & r_1 (\cos \varphi_1 + \varphi_1 \sin \varphi_1) \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & r_1 (\sin \varphi_1 - \varphi_1 \cos \varphi_1) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3)$$

На основании уравнений (2) с помощью перехода (3) получим связь между координатами точек профиля зубьев ремня в системе $X_1 Y_1 Z_1$:

$$\left. \begin{aligned} x_1^p &= x_p^p \cos \varphi_1 - y_p^p \sin \varphi_1 + r_1 (\cos \varphi_1 + \varphi_1 \sin \varphi_1) \\ y_1^p &= x_p^p \sin \varphi_1 + y_p^p \cos \varphi_1 + r_1 (\sin \varphi_1 - \varphi_1 \cos \varphi_1) \\ z_1^p &= z_p^p \\ t_1^p &= t_p^p \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Проделав аналогичные процедуры для координат точек профиля зубьев шкива $x^{\text{III}}_A, y^{\text{III}}_A, z^{\text{III}}_A$, и переходя к неподвижной системе координат XYZ, получим уравнения совокупности точек контакта зубьев ремня и шкива. При этом будем руководствоваться двумя очевидными предпосылками. Во-первых, нарезаемые профили зубьев ремня и шкива идентичны и в области полнопрофильного зацепления прилегают друг к другу без зазоров и интерференции. С другой стороны, согласно критерию наличия контакта зубьев в точках касания профилей их пространственные координаты совпадают: $x^p = x^{\text{III}}$; $y^p = y^{\text{III}}$; $z^p = z^{\text{III}}$. В результате после приравнивания и преобразований получим:

$$\left. \begin{aligned} r_1 \varphi_1 - a_i \cos \beta - u_i \sin \beta + b_i \\ x &= \rho_i \sin \vartheta_i - b_i \\ y &= (\rho_i \cos \vartheta_i - a_i) \cos \beta + u_i \sin \beta - r_1 \varphi_1 \\ z &= (\rho_i \cos \vartheta_i - a_i) \sin \beta + u_i \cos \beta \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Исключая криволинейные координаты, получим пространственную систему уравнений поверхности зацепления зубчатременной передачи с шевронными зубьями:

$$\left. \begin{aligned} x &= \rho_i \sin \vartheta_i - b_i \\ y &= (\rho_i \cos \vartheta_i + b_i \operatorname{ctg} \vartheta_i) \cos \beta \\ z &= \rho_i \cos^2 \vartheta_i + a_i / \sin \beta - b_i \operatorname{ctg} \vartheta_i \sin \beta + r_1 \varphi_1 \operatorname{tg} \vartheta_i \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Анализ выражений (6) свидетельствует о наличии существенной зависимости координат поверхности зацепления от угла наклона зубьев передачи β . Таким образом, подтверждается гипотеза о некорректности игнорирования пространственного характера шевронных зубчатременных передач при исследовании их кинематики. Полученные уравнения (6) имеют универсальный характер и пригодны для описания передач не только шевроного типа, имеющих постоянный угол наклона зубьев. В активно внедряемых в последнее время конструкциях зубья образуются при перемещении по радиусу R в плоскости каркаса ремня некоторого сечения, совпадающего с нормальным в плоскости продольной симметрии ремня (рис.1, б). Тогда вместо постоянной β в полученные зависимости необходимо вводить параметр текущего наклона $\beta' = \arcsin (s/R)$.

Кроме того, из исследования уравнений (6) следует, что контакт зубьев наблюдается и в доосевой области, соответствующей отрицательным значениям φ_1 . Таким образом, длина поверхности контакта больше длины геометрической дуги обхвата γ . Если в передаче определить геометрическую дугу обхвата как часть сечения начального цилиндра, охваченного ремнем и расположенного между осями зацепления на входе и выходе из него, то реальная дуга контакта выразится суммой $\gamma_p = \gamma + \varphi_{\text{вх}} + \varphi_{\text{вых}}$, где $\varphi_{\text{вх}}$ и $\varphi_{\text{вых}}$ – центральные углы, стягивающие оси зацепления с наиболее удаленными от них участками прилежащих областей поверхности зацепления: $\varphi_{\text{вх(вых)}} = \arcsin (PY_{\text{max}}/r_1)$. Коэффициент перекрытия ε в передаче может быть при этом получен как отношение γ_p к величине углового шага зубьев. Скорость $v^{(12)}$ относительного движения сопрягающихся профилей в течение поворота шкива на угол $\varphi_{\text{вх(вых)}}$, представим как результат вращения ремня вокруг оси PP. Тогда $v^{(12)} = \omega_1 \sqrt{PY^2 + PX^2}$, где $\omega_1 = d\varphi_1 / dt$.

Таким образом, определены базовые кинематические параметры зацепления в шевронной зубчатременной передаче, которые могут являться основой для разработки методики проектного расчета механизма этого класса.

Литература. 1. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. Ременные передачи.: - Мн.: Навука і тэхніка, 1995. – 383с. 2. Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении.: - М.: Машгиз, 1962. – 446с.

УДК 681.3.

В.И. Аверченков, В.Н. Ивченко, М.Ю. Рытов

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ С ПОДВЕСНОЙ ЛЕНТОЙ НА ОСНОВЕ ПАРАМЕТРИЗАЦИИ

*Брянский государственный технический университет,
Брянск, Россия*

В условиях рыночной экономики конкурентная борьба, борьба за потребителей требует от производственных предприятий постоянного обновления выпускаемой продукции и повышения ее качества. Это приводит к необходимости сокращения сроков и стоимости технической подготовки производства при повышении качественного совершенствования разрабатываемых проектов. Очевидно, что решение этих проблем во многом может быть обеспечено за счет применения систем автоматизированного проектирования в процессе технической подготовки производства.

Трудоемкость и стоимость проектирования, как и качество его результатов, определяется объемом и глубиной инженерных знаний предметной области, заложенных в систему проектирования. В существующих системах автоматизированного проектирования в подавляющем большинстве случаев инженерные знания остаются вне системы проектирования. В результате конструктор использует далеко не все возможности дорогостоящей системы проектирования, а работает с ней лишь в примитивном режиме "электронного кульмана". Выходом из сложившегося положения является применение специализированных автоматизированных объектно - ориентированных систем проектирования, представляющих собой САД системы, адаптированные к конкретной предметной области с помощью программно-методических модулей. При использовании таких систем инженерная деятельность претерпевает качественные изменения: специалист вводит в систему проектирования данные технического задания и наблюдает за процессом генерации проекта, принимая принципиальные решения путем их выбора из вариантов, предлагаемых компьютером. В Брянском инженерно-производственном центре "Конвейер" совместно с Брянским государственным техническим университетом создан принципиально новый высокоэффективный и экономичный вид промышленного транспорта – ленточные конвейеры с подвесной лентой различного назначения, исполнения и типоразмеров, которые фактически являются гибридом обычного типового роликового конвейера и рельсового транспорта [1]. Конвейеры с подвесной лентой являются альтернативой применяемым в настоящее время ленточным конвейерам известных конструкций и могут успешно их заменять на предприятиях топливно-энергетического, металлургического, строительного и др. комплексов, а также в сельском хозяйстве (рис.1).

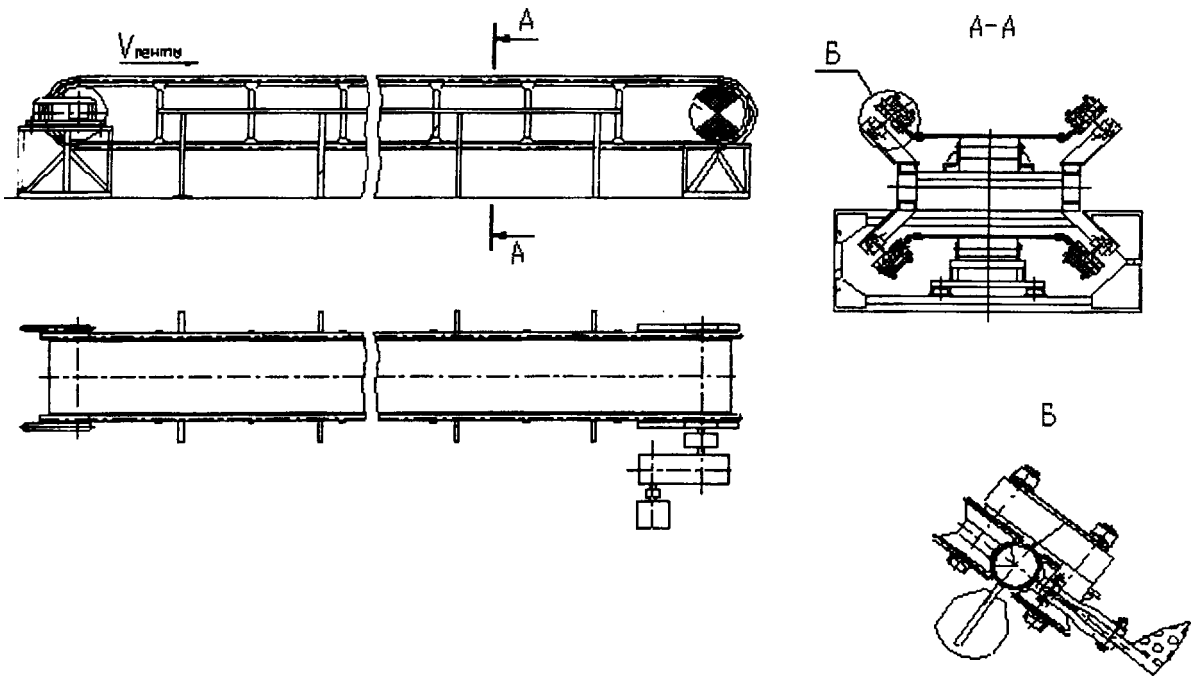


Рис.1. Ленточный конвейер с подвесной лентой

Конструктивные особенности и технические решения предлагаемого типа конвейеров позволяют выделить ряд стратегических преимуществ по сравнению с широко распространенными во всем мире роликовыми ленточными конвейерами, такие как уменьшенную потребность в дорогостоящей конвейерной ленте и возможность использования вместо дорогостоящей импортной ленты менее качественных, но более дешевых лент отечественного производства, значительное уменьшение энергоемкости, возможность повышения угла наклона конвейера до 30° и более при использовании типовой гладкой ленты и др. Кроме того, существует возможность вместо монтажа новых конвейеров с подвесной лентой превратить в них уже находящиеся в эксплуатации конвейеры типовой роликовой конструкции, используя основные наиболее металлоемкие и дорогие части в качестве основы для конвейеров с подвесной лентой.

Характерной особенностью ленточного конвейера с подвесной лентой является соотношение значительного количества их типов и типоразмеров. Такие конвейеры можно разделить на 3 типа: горизонтальные, слабонаклонные и горизонтально-наклонные. В зависимости от заказа, любой из трех видов конвейеров может иметь длину от нескольких до сотен метров и различную ширину ленты. Поэтому, несмотря на высокий уровень типизации элементов конструкции рассматриваемых конвейеров, в каждом конкретном случае приходится выполнять большой объем проектно-конструкторских работ. Учитывая острую необходимость в сокращении сроков проектирования, делались попытки использовать существующие универсальные САПР.

Однако, эти системы автоматизированного проектирования не дают возможности получать конструкторские чертежи проектируемого конвейера в автоматизированном режиме и требуют дополнительной реализации алгоритмов автоматизированного расчета ленточного конвейера. Целью такого расчета является выбор ширины ленты, тяговый расчет и определение мощности привода, выбор конвейерной ленты по критерию прочности.

В рассматриваемой работе была поставлена задача создать автоматизированную систему проектирования ленточных конвейеров с подвесной лентой на основе параметризации, которая является наиболее перспективной технологией выполнения проектно-конструкторских работ в машиностроении [2].

Под параметризацией в рассматриваемом случае понималось построение и многократное использование математической модели конструкторского чертежа изделия с возможностью изменения его основных параметров. При изменении основных параметров автоматически происходит изменение всех связанных с ним математическими или логическими выражениями остальных параметров чертежа. Таким образом, параметризация может стать хорошим подспорьем в вопросах типового проектирования, если при проектировании новых изделий за основу берётся уже существующий проект и производится его корректировка путем ввода новых элементов и изменением размеров.

В разрабатываемой объектно – ориентированной САПР механизм параметризации реализован с использованием системы параметрического автоматизированного проектирования и черчения T-FLEX CAD, которая стала базой для разработки автоматизированной системы параметрического проектирования ленточных конвейеров с подвесной лентой.

В состав системы автоматизированного проектирования ленточных конвейеров с подвесной лентой входят следующие программно-методические модули (рис.2):

модуль выбора конструктивной схемы ленточного конвейера с подвесной лентой;

модуль ввода исходных данных для расчета;

модуль расчета конструктивных элементов конвейера;

модуль построения параметрической модели конвейера;

модуль укрупненной оценки технико-экономических показателей конвейера;

модуль получения детализованных чертежей и спецификаций.

Все вышеназванные модули, за исключением модуля параметрических элементов конвейера, разработаны в среде объектно-ориентированного программирования Delphi.

Принцип действия разработанной системы проектирования сводится к тому, что при изменении исходных данных на проектирование конвейера происходит расчет конструктивных параметров, затем полученные данные передаются в параметрическую модель ленточного конвейера, в состав которой входят сборочный чертеж общего вида, детализованные чертежи и спецификаций. В результате происходит обновление параметров параметрической модели и, соответственно, обновление чертежей и спецификаций на проектируемый конвейер.

Опытное использование автоматизированной системы параметрического проектирования ленточных конвейеров с подвесной лентой на этапе конструкторской подготовки производства показало возможность значительного сокращения времени и трудоемкости проектирования этого вида машин. Например, на проектирование конвейерной станции обычными средствами конструктор тратил около 10 рабочих дней, а с использованием разработанной специализированной системы автоматизированного проектирования этот процесс занимает менее 6 часов.

Для проектирования машиностроительных изделий типовым методом целесообразно создавать специализированные системы автоматизированного проектирования на основе использования объектно-ориентированных модулей параметризации в соответствии с рассмотренным подходом. Это позволяет значительно сократить трудоемкость проектных работ при относительно небольших материальных затратах на автоматизацию конструкторской подготовки производства.

Литература.1. Конвейер с подвесной лентой: Бабай В.Я., Ивченко В.Н., Щупановский В.Ф. и др. Патент № 2156216; МКИ В 65 G 15/8; Заявл. 31.8.98 г.; Опубл. в Б.И. – 2000. 2. Аверченков В.И., Ивченко В.Н., Рытов М.Ю. Автоматизация параметрического проектирования типовых изделий. Сборник научных работ 15 – й межвузовской научной конференции. Брянск: Издательство БГСХА. 2002, с.32-41.

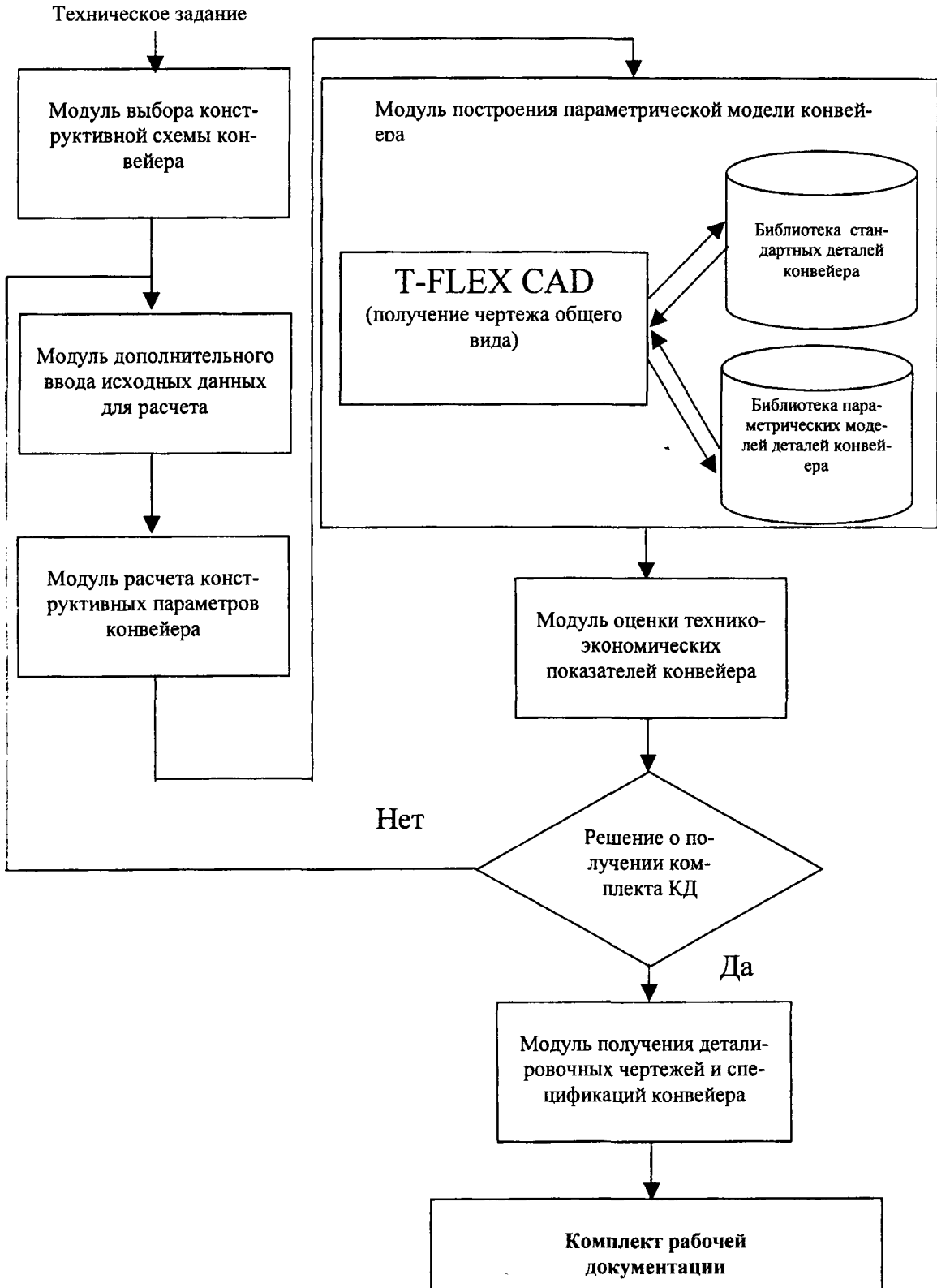


Рис.2. Структурная схема автоматизированной системы параметрического проектирования ленточных конвейеров с подвесной лентой

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗМЕНЯЕМЫХ И НЕИЗМЕНЯЕМЫХ ШАРНИРНО-СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ С УЧЕТОМ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ И ФИЗИЧЕСКОЙ НЕЛИНЕЙНОСТЕЙ

*Редакция журнала «Будаўніцтва. Стrojіцельство. Construction»
Минск, Беларусь*

В машиностроении и строительстве существует ряд геометрически изменяемых и неизменяемых шарнирно-стержневых систем, которые необходимо рассчитывать, в частности, на статические и динамические нагрузки. Учет больших перемещений узлов системы (геометрической нелинейности) и физической нелинейности материала конструкции существенно усложняют ее расчет. Простой пример геометрически изменяемой системы – гибкая нить, моделью которой является шарнирно-стержневая цепь, когда не учитывается изгибная жесткость. Геометрически неизменяемые системы – это прежде всего фермы, а также комбинированные системы, содержащие элементы шпренгельной решетки.

Автором разработано новое направление в моделировании стержневых и континуальных систем при расчете на статические и динамические нагрузки, а также на устойчивость. Сущность этого направления состоит в следующем. Для исследуемой системы синтезируется электронная модель, которая далее анализируется не с помощью специализированной аналоговой вычислительной техники [1], а с помощью пакета программ для расчета электронных цепей [2,3]. Эти пакеты программ обладают очень широкими возможностями благодаря, в частности, тому, что они позволяют легко реализовывать различные сложные нелинейные зависимости.

Рассмотрим применение данного направления для расчета шарнирно-стержневых систем с учетом геометрической и физической нелинейностей. Вначале выполним синтез электронной схемы-аналога стержня с шарнирами по концам с жесткостью EA без учета физической нелинейности материала.

Стержень $i - k$, принадлежащий шарнирно-стержневой системе, под действием внешней нагрузки переместился в новое положение (рис. 1). Его концевые узлы переместились по горизонтали и вертикали на величины x_i, x_k и y_i, y_k . Углы α_0 и α характеризуют первоначальное положение стержня и его конечное состояние. Для расчета примем относительные перемещения концов стержня i и k : $x = x_i - x_k$; $y = y_i - y_k$. Тогда начало координат можно разместить в узле i . После деформации первоначальная длина стержня l изменилась и стала равной l_1 . Величина l_1 определяется из геометрических соображений:

$$l_1 = \sqrt{(a - x)^2 + (h - y)^2}. \quad (1)$$

Тогда укорочение стержня $\delta = l - l_0$ и

$$l - \delta = \sqrt{(a - x)^2 + (h - y)^2}. \quad (2)$$

Возведем обе части равенства (2) в квадрат, получим:

$$(l - \delta)^2 - (a - x)^2 - (h - y)^2 = 0. \quad (3)$$

Из выражения (3) можно определить $l - \delta$, а затем и δ , если, конечно, известны величины $a - x$ и $h - y$. Зная δ , определяем относительное укорочение стержня $\varepsilon = \delta/l$ и усилие в нем:

$$N = EA \cdot \varepsilon = \frac{EA}{l} \cdot \delta. \quad (4)$$

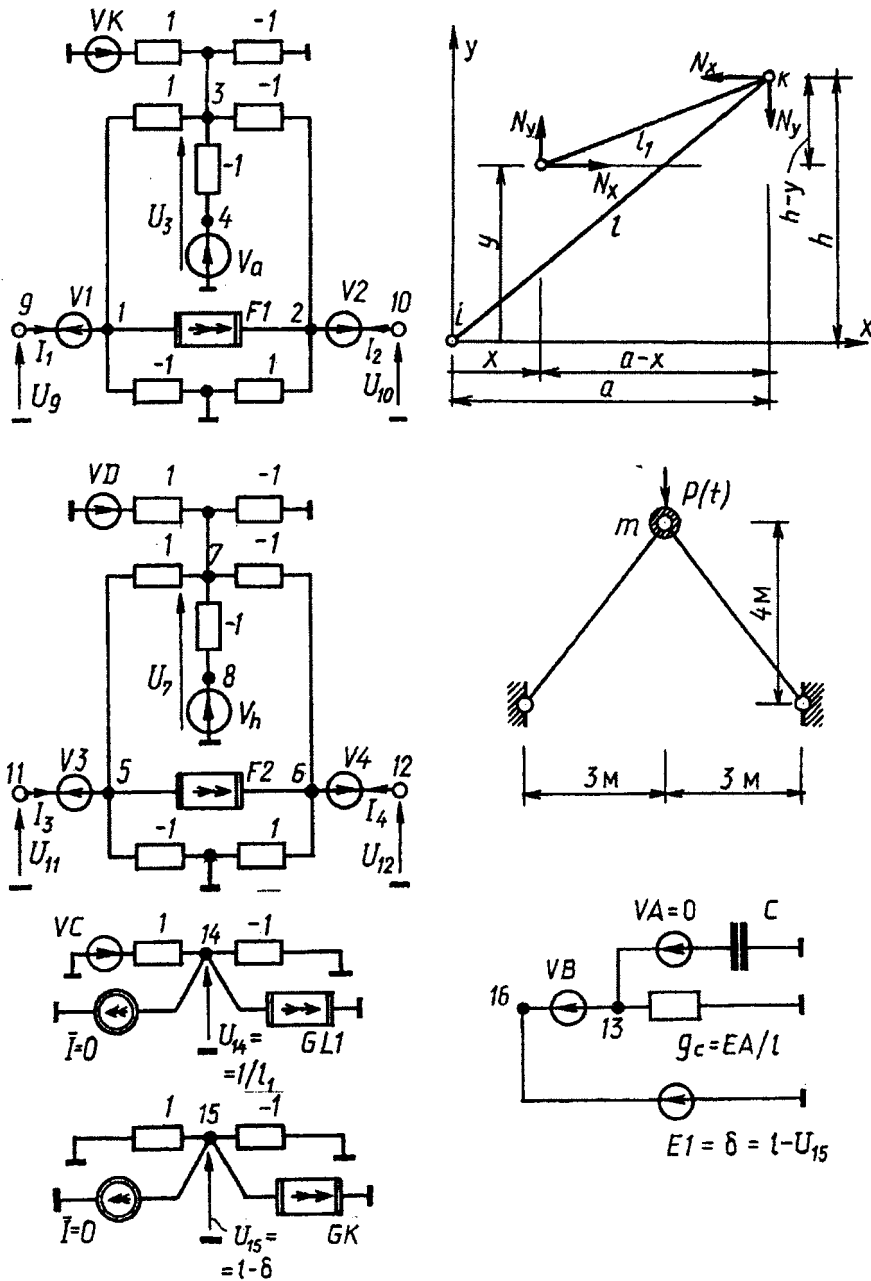


Рис. 1

Учитывая, что $\cos \alpha = (a - x)/l_1$, а $\sin \alpha = (h - y)/l_1$, определим проекции усилия N на оси x и y :

$$\begin{aligned}
 N_x &= N \cdot \cos \alpha = N \cdot (a - x) \cdot \frac{1}{l_1}; \\
 N_y &= N \cdot \sin \alpha = N \cdot (h - y) \cdot \frac{1}{l_1}.
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

При записи аналогичных выражений для правого узла k стержня $i - k$ уравнения (5) необходимо умножить на -1 .

Синтезируем новую электронную схему-аналог для стержня $i - k$ на основе разработанного автором метода активного инверсного одно- и двукратного дублирования неизвестных [1]. Эта схема показана на рис.1. Она содержит резисторы с положительными и отрицательными сопротивлениями (1 и -1), источники напряжения V_a и V_h , эквивалентные геометрическим характеристикам стержня a и h в недеформированном состоянии, полиномиальные источники тока $F1$ и $F2$, управляемые токами, измерительные источники напряжения $V1-V4$, VK , VD , VC , VB с нулевым потенциалом.

В узле 14 модели обрабатывается напряжение U_{14} , эквивалентное величине $1/l_1$. Здесь решается нелинейное алгебраическое уравнение, записанное на основании выражения (1):

$$(1/l_1)^2 \cdot (a - x)^2 + (1/l_1)^2 \cdot (h - y)^2 - 1 = 0. \tag{6}$$

Для решения уравнения (6) необходимо предварительно получить величины $(a - x)$ и $(h - y)$. Им соответствуют обрабатываемые в узлах 3 и 7 схемы-аналога напряжения U_3 и U_7 . На полюсах схемы-аналога обрабатываются напряжения, эквивалентные линейным перемещениям узлов стержня $i - k$:

$$U_9 = x_i; \quad U_{10} = x_k; \quad U_{11} = y_i; \quad U_{12} = y_k. \tag{7}$$

Зная напряжения U_3 и U_7 , решим уравнение (6) при помощи управляемого источника тока $GL1$, управляемого напряжениями $U_{14} = 1/l_1$, $U_3 = a - x$, $U_7 = h - y$. Ток, протекающий через измерительный источник напряжения VC , равен: $I(VC) = 1/l_1$.

В схеме с узлом 15 решается уравнение (3) при помощи управляемого источника тока GK , управляемого напряжениями $U_{15} = l - \delta$, U_3 и U_7 . Зная $l - \delta$, при помощи схемы с узлом 16 определим укорочение стержня δ . Источник напряжения $E1$, управляемый напряжением U_{15} , реализует выражение $E1 = U_{16} = l - U_{15} = \delta$. Тогда ток $I(VB)$, протекающий через измерительный источник напряжения VB и проводимость $g_c = EA/l$, будет равен продольному усилию в стержне N в соответствии с выражением (4).

В электронной схеме-аналоге протекают токи $I_1 - I_4$, которые моделируют проекции усилия N на оси x и y на основании формул (5):

$$I_1 = N_x; \quad I_2 = -N_x; \quad I_3 = N_y; \quad I_4 = -N_y. \tag{8}$$

Для реализации выражений (8) используются управляемые источники тока $F1$ и $F2$, которые управляются токами $I(VB) = N$, $I(VK) = a - x$ и $I(VC) = 1/l_1$ для получения проекции усилия N_x и $I(VB)$, $I(VD) = h - y$, $I(VC)$ для получения проекции усилия N_y . В узлах 1 и 5 от напряжений U_3 и U_7 возникают лишние токи $-U_3 \cdot 1 = -(a - x) \cdot 1 = -I(VK) \cdot 1$ и $-U_7 \cdot 1 = -(h - y) \cdot 1 = -I(VD) \cdot 1$. Эти лишние

токи компенсируются в управляемых источниках тока $F1$ и $F2$, которые в окончательном виде реализуют следующие выражения:

$$\begin{aligned} F1 &= I(VB) \cdot I(VK) \cdot I(VC) + I(VK) \cdot 1; \\ F2 &= I(VB) \cdot I(VD) \cdot I(VC) + I(VD) \cdot 1. \end{aligned} \quad (9)$$

Все приведенные выше выводы относятся к стержню $i-k$, находящемуся в первом квадранте. Для стержня, находящегося в четвертом квадранте, уравнения для определения горизонтальных и вертикальных проекций усилия N получаются аналогично тому, как это было сделано для стержня $i-k$. Для моделирования этих уравнений в схеме-аналоге (рис. 1) необходимо изменить полярность включенного в узел 8 источника напряжения V_h .

И, наконец, рассмотрим, каким образом реализуется физическая нелинейность материала стержня, заданная какой-либо аналитической зависимостью, например, кривой с восходящей, а затем ниспадающей ветвью:

$$N = (EA/l) \cdot \delta - (0,1EA/l) \cdot \delta^3. \quad (10)$$

Выражение (10) моделируется при помощи управляемого источника тока GN , управляемого напряжением $U_{16} = \delta$ и включаемым в узел 13 вместо проводимости g_c (на рис. 1 не показан). В этом случае для устойчивой работы схемы с узлом 16 к нему подключаются два резистора $+1$ и -1 , а также источник тока $\bar{I} = 0$, как это сделано, например, в узле 15.

Рассмотрим еще одну интересную возможность разработанной схемы-аналога. Она позволяет моделировать упруго-вязкий характер работы материала стержня с учетом и геометрической и, если это необходимо, физической нелинейностей. Тогда при учете только геометрической нелинейности для стержня, характеризуемого, например, моделью Фойгта, усилие в стержне будет определяться по формуле:

$$N = \frac{EA}{l} \cdot \delta + \eta \frac{d\delta}{dt}, \quad (11)$$

где η – коэффициент вязкости, моделируемый конденсатором C , включаемым через измерительный источник напряжения VA в узел 13. Тогда ток $I(VA)$, протекающий через VA , будет моделировать второе слагаемое в выражении (11).

Подобным образом реализуются модели Максвелла и Кельвина, определяющие упруго-вязкий характер работы материала во времени.

Разработанные схемы-аналоги стержня с шарнирами по концам с учетом больших перемещений применены при расчете гибких нитей, модели которых можно представить в виде геометрически изменяемых шарнирно-стержневых цепей, при расчете шпренгельных шарнирных систем, обладающих кинематической изменяемостью и способных в небольших пределах изменять конфигурацию, принимая новое устойчивое положение [2].

Рассмотрим применение синтезированной схемы-аналога для очень простой, но весьма «авторитетной» двухстержневой системы – фермы Мизеса, в которой потеря устойчивости первоначального положения при переходе в другое равновесное состояние происходит посредством перескока.

Автором выяснено, что ферма Мизеса обладает еще одним очень интересным свойством: при определенных динамических воздействиях она превращается в генератор стохастичности. В фазовом пространстве подобных динамических систем возможно существование определенных зон, называемых странными аттракторами. В обычных динамических системах при случайных сигналах на входе отклик будет иметь стохастический характер, а если сигнал имеет не случайный характер, то и отклик будет

адекватным. Выяснено, что при гармонической синусоидальной нагрузке, периодически повторяющихся импульсах, имеющих одни и те же амплитудные значения и период, при их определенных параметрах ферма Мизеса превращается в генератор стохастичности.

На колеблющуюся массу m фермы Мизеса (рис. 1) действует сила инерции массы, сила сопротивления, пропорциональная скорости колебания, сила упругости фермы и внешняя возмущающая сила $P(t)$.

Дифференциальное уравнение динамического равновесия, определяющее возмущенное движение массы по вертикали, имеет вид:

$$m\ddot{y} + 2km\dot{y} + \left[\frac{EA}{l}(h-y)\left(\frac{l}{l_1} - 1\right) + \frac{EA}{l}(h+y)\left(\frac{l}{l_2} - 1\right) \right] = P(t), \quad (12)$$

где первое слагаемое в квадратных скобках относится к левому стержню фермы ($i - k$) второе к правому.

В выражении (12) EA – жесткость каждого из стержней; k – коэффициент затухания; l – первоначальная длина каждого из стержней; l_1 и l_2 – длины стержней в деформированном состоянии.

Примем $EA = 5$ кН, $m = 1$ кН·с²/м, $2k = (1/1,371)$ с⁻¹. Электронные модели стержней выполняются с использованием схемы, показанной на рис. 1. Организация свободных колебаний массы m выполнена в соответствии с методикой, описанной в работе [4]. Для реализации вынужденных колебаний в узел модели, в котором отрабатывается вертикальное перемещение массы m , включается источник тока, характеристики которого соответствуют типу возмущающей силы $P(t)$.

Выяснено, что странный аттрактор в ферме Мизеса наблюдается для трех типов силы $P(t)$: силы, изменяющейся по гармоническому синусоидальному закону; периодически повторяющихся импульсов [4]; силы, имеющей пилообразный характер. При небольших амплитудных значениях каждой из этих сил колебания массы по вертикали имеют упорядоченный периодический характер. В некотором узком диапазоне амплитудных значений $P(t)$ перемещения y имеют хаотический характер. Значения y в этом случае приближаются к значению $h = 4$ м, но не превосходят его. При еще больших амплитудных значениях силы $P(t)$ масса m перескакивает среднее нейтральное положение, перемещения массы больше, чем h , а колебания опять становятся упорядоченными.

Рассмотрим случай, когда возмущающая сила имеет пилообразный характер, где для каждого «зуба пилы» длительность переднего фронта импульса равна 8 с, длительность заднего фронта – 0,0001 с, длительность вершины импульса – 0,0 с, период чередования импульсов – 8,0001 с. Хаотический характер перемещений узла фермы появляется при значениях P , находящихся около значения 2,5 кН. Стохастический характер перемещений узла фермы хорошо наблюдается для $P = 2,525$ кН. График этих перемещений в пределах времени 0 – 205 с приведен на рис. 2. Сверху графика показан характер действующей на ферму Мизеса пилообразной нагрузки. В этом случае максимальные перемещения массы m вниз не превосходят 3,4 м. Особенно эффектно наблюдается хаотический характер динамического процесса на графике, показанном на рис. 3. Здесь приведен характер изменения силы инерции массы в более узком пределе времени от 0 до 70 с. По оси ординат на графике отложены значения сил инерции, которые моделируются токами, измеряемыми в амперах (А). При амплитудном значении пилообразной нагрузки $P = 2,53$ кН происходит перескок узла фермы вниз от уровня опор и колебания приобретают установившийся характер, приближаясь к отметке –10 м.

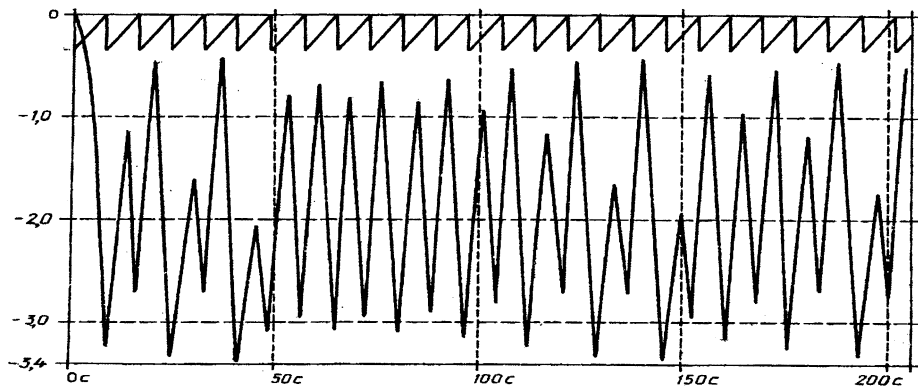


Рис. 2

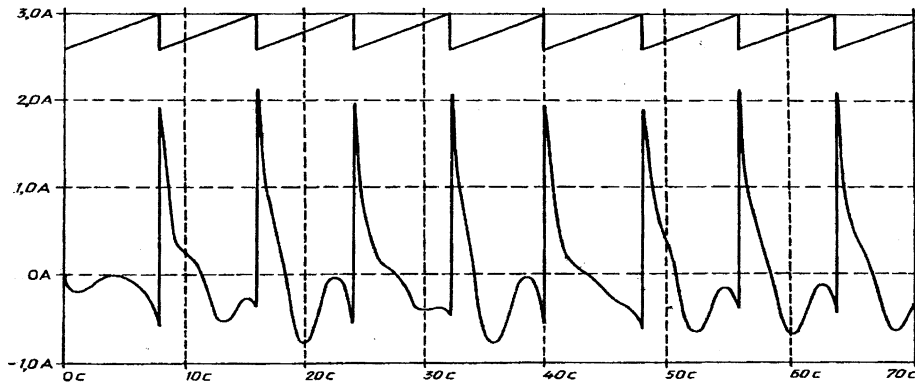


Рис. 3

Ферму Мизеса в генератор стохастичности могут превращать, очевидно, и другие виды внешних динамических воздействий. Представляет интерес и поиск других механических систем, в фазовом пространстве для которых возможно существование странного аттрактора.

Особенно неожиданные результаты следует ожидать в случае, когда в разработанной схеме-аналоге стержня шарнирно-стержневой системы с большими перемещениями будет учитываться физическая нелинейность и вязкость материала.

Предложенная методика моделирования объектов строительной механики и прикладной теории упругости с помощью компьютерного анализа их электронных моделей поможет раскрыть тайны еще не одной нестандартной геометрически неизменяемой шарнирно-стержневой системы с учетом больших перемещений, а также стержневых и континуальных систем, работающих на изгиб.

Литература. 1. Овсянко В. М. Синтез электронных моделей деформируемых объектов. – Мн.: Наука и техника, 1982. 336 с. 2. Овсянко В. М. Следящая сила и вокруг нее: Компьютерный анализ электронных моделей деформируемых объектов. – Мн.: Польша, 1999. 272 с. 3. Овсянко В. М. Устройство для моделирования изгибаемого стержня с односторонними шарнирами. А. С № 1815659. Зарегистрировано в Государственном регистре изобретений СССР 11 октября 1992 г. по заявке № 4872298 от 14 августа 1990 г. 4. Овсянко В. М. Хаотические колебания фермы Мизеса // Нелинейная динамика механических и биологических систем. Межвузовский сборник / Саратовский государственный технический университет. – Саратов, 2000. – С. 152–157.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН ВОЗНИКНОВЕНИЯ ВИБРАЦИЙ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЕЦЕССИОННЫХ РЕДУКТОРОВ (КЦПР)

*Могилевский государственный технический университет
Минск, Беларусь*

Коническо-цилиндрические прецессионные редуктора (КЦПР) сравнительно новый вид механических передач /1/. К настоящему времени они нашли свое применение в приводах двигательного ПД-1, предназначенного для размыкания электрифицированных участков железной дороги, и успешно эксплуатируются на Оршанской, Минской и Брестской дистанциях электроснабжения Белорусской железной дороги в составе ПД-1. В процессе эксплуатационных испытаний в КЦПР были выявлены незначительные вибрации корпуса и выходного вала. Хотя к данным приводам не предъявлялись повышенные требования к долговечности и вибрационным показателям, однако для расширения области применения КЦПР необходимо выяснить и устранить причины вибраций.

Теоретическими исследованиями установлено, что основными причинами вибраций являются:

- 1) погрешности изготовления и расположения относительно точки прецессии зубчатых венцов сателлита прецессионной передачи;
- 2) статическая и динамическая неуравновешенность выходного вала КЦПР;
- 3) упругие перемещения входного вала, а также упругие перемещения в точках сопряжения звеньев.

Для оценки влияния указанных выше погрешностей на величину вибраций были произведены исследования на стенде, конструкция которого описана в работе /2 /.

С целью проведения указанных выше исследований были изготовлены два опытных образца прецессионных редуктора

Первый опытный образец прецессионного редуктора имел передаточное отношение $i=625$. Конструкция опытного образца планетарного прецессионного редуктора изображена на рис.1.

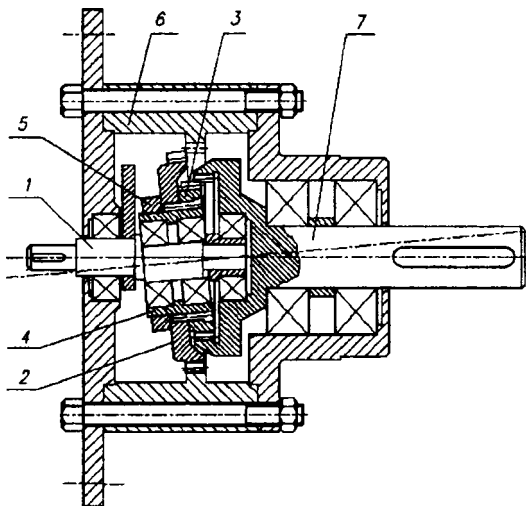


Рис.1. Конструкция опытного образца планетарного прецессионного редуктора ($i=625$)

В данном опытном образце прецессионного редуктора разница между числом зубьев как одного так и второго зубчатых венцов дисков 2 и 3 сателлита и числом зубь-

ев центрального неподвижного внутреннего венца корпуса 6 и внутреннего центрального зубчатого венца ведомого вала 7 редуктора равна единице.

Следует также отметить, что с целью выявления влияния погрешности изготовления зубчатых венцов дисков 2 и 3 сателлита на величину вибраций корпуса передачи было изготовлено два комплекта указанных дисков. Один комплект был изготовлен на зубофрезерном станке при помощи спецприспособления, позволяющего получить профиль зуба на конической поверхности. Другой комплект дисков был изготовлен на том же зубофрезерном станке без применения указанного выше приспособления. Другими словами, второй комплект представлял собой адаптацию обычного эвольвентного профиля к условиям работы прецессионной передачи. Следовательно, профиль зубьев второго комплекта содержал в себе заранее заданные погрешности не только изготовления, но и дополнительные погрешности, вызванные упрощением процесса механической обработки зубьев.

Второй опытный образец прецессионного редуктора с передаточным отношением $i=-629$.

Таким образом для эксперимента имелись два опытных образца прецессионного редуктора с разницей сопряженных пар чисел зубьев равной один и два. А также имелась возможность менять диски на сателлите. В одном случае, зубчатые венцы данных дисков изготовлены на зуборезном станке с помощью спецприспособления, обеспечивающего сопряженно точный профиль зуба. В другом случае профиль зуба брался чисто эвольвентным, что в зацепление прецессионной передачи вводило дополнительные погрешности.

На выходном валу редуктора создавалась ступенчатая нагрузка 50, 100, 150 и 200 Н*м. Величина амплитуды вибраций оценивалась с помощью индикатора, причем при каждом эксперименте бралось за оценку максимальная величина отклонений индикатора. К корпусу испытываемых опытных редукторов был закреплен рычаг, второй конец которого размещался в упругих элементах. К поверхности рычага была подведена головка индикатора, которая и измеряла величину вибраций корпуса.

Результаты проведения эксперимента показаны в виде графиков, изображенных на рис 2.

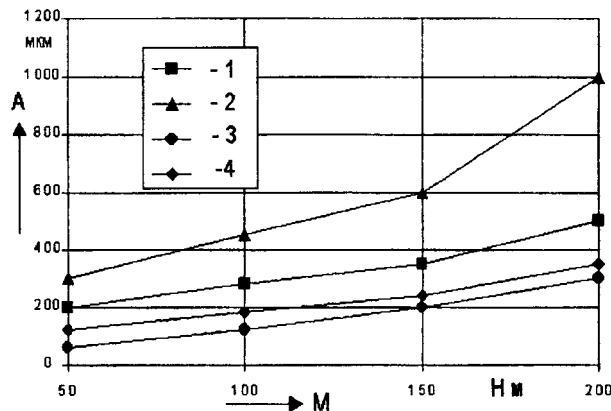


Рис.2. Зависимость максимального значения амплитуды A вибраций корпуса опытных образцов прецессионных редукторов от величины момента M на выходном валу данных образцов.

На рис.2. показаны кривые, отражающие значения величины амплитуды вибраций A от выходного момента M при исполнении опытных образцов прецессионного редуктора с различными конструктивными параметрами. Так на кривой 1 (рис.2) показан случай, когда разница между числом зубьев сателлита и числом зубьев неподвижного центрального колеса равна 1, зубья сателлита изготовлены на зубофрезерном станке с

помощью спецприспособления; на кривой 2 (рис.2.)- разница между числом зубьев сателлита и числом зубьев неподвижного центрального колеса равна 1, зубья сателлита изготовлены на зубофрезерном станке без применения спецприспособления; на кривой 3 - разница между числом зубьев сателлита и числом зубьев неподвижного центрального колеса равна 2, зубья сателлита изготовлены на зубофрезерном станке с помощью спецприспособления; на кривой 4 - разница между числом зубьев сателлита и числом зубьев неподвижного центрального колеса равна 2, зубья сателлита изготовлены на зубофрезерном станке без применения спецприспособления.

По результатам выше проведенных экспериментов были намечены пути устранения вибраций корпуса, а следовательно, и выходного вала опытных образцов прецессионного редуктора.

Наиболее эффективный путь устранения вибраций – это увеличение разности между числом зубьев сателлита и числом зубьев неподвижного центрального колеса. Однако при увеличении данной разницы уменьшается кинематическая отдача, т.е. снижается передаточное отношение. Для того, чтобы, не увеличивая разницы между числом зубьев сателлита и числом зубьев неподвижного центрального колеса обеспечить плавную, без вибраций работу прецессионной передачи, необходимо повышать точность изготовления контактирующих зубчатых профилей вплоть до введения финишных операций.

Кроме этого, важным условием минимизации вибраций корпуса и выходного вала опытных образцов прецессионного редуктора является отсутствие упругих деформаций контактирующих звеньев передачи. Особенно это касается диаметральных размеров входного вала. Немаловажное значение имеет также наличие зазоров в подшипниковых вращательных парах входной вал – сателлит, входной вал – корпусные детали, а также выходной вал передачи – корпусные детали. Наличие завышенных зазоров и упругих деформаций между указанными выше звеньями способствует также потери геометрии прецессионного зацепления и как следствие возникновению вибраций.

Учитывая выше указанные причины возникновения вибраций корпуса и выходного вала опытных образцов прецессионных редукторов, была разработана и изготовлена конструкции опытного образца прецессионного редуктора.

Отметим изменения в конструкции данного образца относительно опытных образцов прецессионных редукторов, описанных выше. Наиболее значительное изменение касается разницы между числом зубьев сателлита и числом зубьев неподвижного центрального колеса. Второе изменение – это увеличенные диаметральные размера входного вала 1. Примерно в 1,5 раза больше, чем у ранее описанных опытных образцов. Третье изменение – это изготовление посадочных размеров под подшипники по более высоким классам точности.

Результаты испытаний вышеописанного опытного образца прецессионного редуктора на стенде для оценки величины амплитуды вибраций корпусных деталей прецессионных редукторов отражают графики рис. 3.

На рис.3 показаны графики отражающие зависимость максимальной амплитуды A вибраций корпуса опытного образца прецессионного редуктора с передаточным отношением $u = 136$ от величины момента M на его выходном валу в случаях: 1 – опытный образец имел в конструкции на входном валу противовес; 2 – у опытного образца отсутствовал в конструкции противовес.

Анализируя графики рис.3. можно констатировать, что благодаря внесенным в конструкцию опытного образца прецессионного редуктора изменениям амплитуда вибраций корпуса опытного образца прецессионного редуктора была снижена более чем в 4 раза (кривая 1 рис.3). Для оценки влияния дисбаланса от вращающихся звеньев опытного образца прецессионного редуктора из его конструкции был изъят противовес.

Кривая 2 отражает увеличение примерно в 1,5-2 раза значений амплитуды вибраций корпуса в связи с отсутствием противовеса.

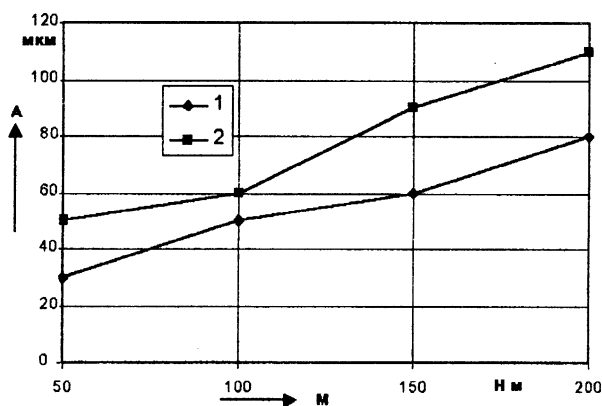


Рис.3. Зависимость максимального значения амплитуды A вибраций корпуса опытного образца прецессионного редуктора с передаточным отношением $i=136$ от величины момента M на его выходном валу.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования над опытными образцами прецессионного редуктора позволили установить причины вибраций корпуса и выходного вала передачи, и указать пути их устранения или минимизации.

На основе результатов экспериментов было изготовлено 4 мотор-редуктора, которые были изготовлены и испытаны на РУП «Электродвигатель», г. Могилев, для привода шнековых конвейеров, установленных на племзаводе «Ленино» на участке по производству комбикормов (г. Горки, Могилевская область).

Литература. 1. Планетарные прецессионные передачи (ППП). Кинематический, силовой и технологический аспекты их создания / П. Н. Громыко, А. А. Жолобов, А. А. Стаценко и др.; Под. общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Мн.: БГПА, 2000. – 252 с.: ил. 2. Громыко П. Н. Некоторые технологические аспекты изготовления зубчатых венцов прецессионного колеса прецессионной роликовой передачи / Могилев. машиностр. ин-т. – Могилев, 1992. – 21 с.: ил. - Библиогр.: 2 назв. - Деп. в БелНИИНТИ 07.07.92, № 1024. 3. Громыко П. Н. Способы минимизации механических потерь в зацеплении при создании новых видов механических передач // Трение и износ. – 1995. – Т. 16. - №3. – С. 568-573. 4. Патент 2029170 РФ, МКИ⁶ F16 H1/32. Планетарная прецессионная передача / П. Н. Громыко (РФ). – № 5004739/28: Заявлено 01.07.91. Оpubл. 20.02.95. Бюл. № 5. – 4 с.: ил. 5. Громыко П.Н. Экспериментальные исследования КПД редуцирующих механизмов на базе планетарной прецессионной передачи/ П.Н. Громыко, В.М. Пашкевич, А.А. Стаценко / Могилев. машиностр. ин-т. – Могилев, 1999. – 18 с.: ил. – Библиогр.: 11 назв. Деп. в БелИСА 15.10.99., №Д1999100.

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Функционирование зубчато-ременной передачи (ЗРП) сопровождается протеканием в ней внутренних динамических процессов, имеющих параметрический характер и выражающихся внешне в наличии продольных и поперечных колебаний ветвей зубчатого ремня (ЗР). Эмпирически установлена регрессионная связь, отражающая существенное снижение долговечности ЗР с повышением интенсивности колебаний его ветвей.

Впервые предлагается решать задачу снижения интенсивности колебаний ветвей ЗР не с помощью конструктивных и технологических мероприятий, к числу которых относится оснащение ЗРП натяжными роликами, повышение точности деталей передачи, а путём оптимизации важнейшего эксплуатационного показателя - предварительного натяжения ЗР. При этом продольные и поперечные колебания рассматриваются как вынужденные, являющиеся результатом соударения зубьев ЗР и шкива при входе в зацепление. Полученная система дифференциальных уравнений колебаний ветвей ЗР разрешена относительно величины натяжения. Установлено, что при значениях натяжения, равных $0,8...1,0$ от допускаемого передаваемого ремнем усилия наблюдается минимальная амплитудная интенсивность колебаний ветвей.

Анализ уравнений показывает, что минимальное натяжение способствует возникновению зон неполнопрофильного зацепления на дугах обхвата шкивов и, соответственно, вызывает дополнительное нагружение входящих в зацепление зубьев. При увеличении натяжения свыше оптимального уровня происходит удлинение ведущей ветви ремня с соответствующим ростом профильной интерференции входящих в зацепление зубьев и увеличением ударных нагрузок. Экспериментальная проверка предложенной методики определения оптимального уровня натяжения, проведенная на базе ортогонального планирования, подтвердила обоснованность теоретических положений, что позволяет использовать их для разработки способов повышения долговечности ЗРП в целом.

МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ШУМОИЗЛУЧЕНИЯ И ВИБРОАКТИВНОСТИ В ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Высокие удельные эксплуатационные показатели зубчато-ременных передач (ЗРП) обеспечивают им всё более широкое применение, в том числе в бытовой технике.

В этом случае к конструкциям ЗРП предъявляются требования повышенной экологической чистоты, выражающиеся в условиях минимального шумообразования и пониженной виброактивности.

К числу известных методов повышения качественных показателей ЗРП можно отнести следующие: а) оптимизация эксплуатационных параметров ЗРП, таких как предварительное натяжение ремня и коррекция шага зубьев шкива; б) применение профилей зубьев, обеспечивающих отсутствие профильной интерференции и снижение ударных эффектов при входе зубьев в зацепление - полукруглых, эвольвентных и других, очерченных кривыми второго и более высокого порядков. Использование таких методов позволяет снизить уровень звукового давления на 15-20дБ.

Анализ спектральных и частотных характеристик шумоизлучающих ЗРП свидетельствует о том, что конфигурация звуковых волн имеет квазигармонический вид, причём максимальная амплитуда их колебаний характерна для областей ЗРП, в которых происходит вход зубьев в зацепление со шкивами. Частота излучения в этих областях равна или кратна зубцовой, определяемой частотой входа зубьев в зацепление. Таким образом, при отсутствии переходных режимов работы ЗРП и обеспечении требуемого уровня натяжения ремня, соответствующего отсутствию значительных поперечных колебаний ветвей, основным источником шума и вибраций ЗРП являются ударные эффекты при входе зубьев в зацепление.

Из практики создания зубчатых передач известно, что придание зубьям колёс определённого угла наклона способствует значительному снижению уровня шума. Исходя из этого, предлагается зубья ремня и шкива в ЗРП изготавливать с углом наклона от 5° до 12° , что, согласно проведенным расчётам, обеспечит эффект снижения шумоизлучения до 3 раз. Поскольку выполнение ремня с косыми зубьями одного направления приведёт к повышенному трению его торцов о реборды шкивов, целесообразной формой зубьев является шевронная. В этом случае потребность в ребордах отпадает вообще, а осевые габариты передачи могут быть снижены до 30%. Кроме того, за счёт более равномерного распределения между зубьями дуги обхвата долговечность ЗРП с шевронными зубьями может быть повышена более чем в 2 раза при неизменных массогабаритных показателях передач в целом.

УДК 629.11:629.85

В.В. Грицкевич

КИНЕМАТИКА, НАГРУЖЕННОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ТРАНСМИССИЙ САМОХОДНЫХ МАШИН

*Научный центр проблем механики машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Трансмиссии современных самоходных машин представляют собой сложную механическую систему, состоящую из взаимосвязанных и взаимодействующих механических и гидромеханических элементов, работающих с переменными режимами нагружения. Число передач трансмиссий тракторов достигает 40-60, а число зубчатых зацеплений 18-20. Поэтому необходима разработка комплексных автоматизированных методов проектирования, учитывающих максимальное число внешних и внутренних факторов, и обеспечивающих высокую точность при минимальных затратах времени. К основным элементам механических трансмиссий относятся зубчатые колеса, подшип-

ники, валы, механизмы переключения передач (муфты, тормоза). Долговечность производного элемента трансмиссии является функцией нагрузочного режима M и конструктивно-технологических параметров G элемента $L=f(M,G)$. Нагрузочный режим является комплексным показателем и зависит от условий эксплуатации и характеристик машины, ее агрегатов и узлов. В общем случае нагрузочный режим характеризуется статистическими параметрами распределения нагрузок и скоростей движения. Основными методами определения нагрузочного режима являются моделирование движения машины по маршруту и метод статистических оценок. Моделирование движения используется для машин с выраженным циклическим характером работы, таких как карьерные самосвалы. Для машин, имеющих многоцелевое использование, например сельскохозяйственных тракторов, более приемлемым является метод статистических оценок, когда для расчетов нагрузок и режимов работы используются экспериментальные характеристики рабочих скоростей, сопротивлений для заданных маршрутов движения и видов работ.

При известном среднем дорожном сопротивлении \bar{p} средняя скорость машины определяется исходя из мощности двигателя N_d , коэффициента загрузки двигателя k_N : $\bar{v} = f(k_N, N_d, \bar{p})$. Аналогичным образом, при известной средней скорости могут быть определены характеристики нагрузок. Суммарный нагрузочный режим определяется с учетом процентного использования отдельных маршрутов движения, или видов работ.

При моделировании движения разрабатывается модель машины, включающая модели двигателя, трансмиссии и ходовой системы. При этом в зависимости от поставленной задачи могут быть использованы, как упрощенные, так и расширенные модели отдельных агрегатов и узлов. Модель маршрута движения определяется экспериментальными характеристиками известных и наиболее часто используемых дорог. Метод моделирования является довольно трудоемким и требует использования сложных алгоритмов и компьютерных программ.

В расчетах надежности используются следующие параметры нагрузочного режима: расчетные моменты и обороты; коэффициенты загрузки; относительное время работы на передачах; максимальные нагрузки.

На основе системных методов создана многофункциональная компьютерная система оценки надежности и проектирования трансмиссий самоходных машин, включающая взаимосвязанные программы по расчету кинематики, нагруженности и долговечности трансмиссий. Общая структура этой системы показана на рис. 1

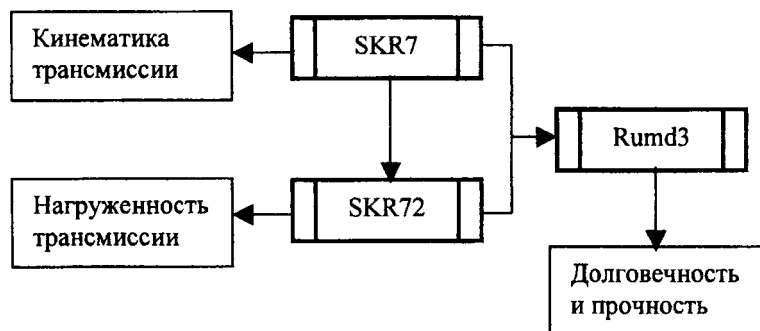


Рис.1 Структура системы оценки надежности и проектирования трансмиссий

Программный модуль Skr7 по заданному коду и параметрам кинематической схемы определяет кинематические показатели нагруженности, такие как скорости и нагрузки на элементах и режимы их работы. Модуль Skr72 рассчитывает методом статистического моделирования характеристики нагрузочного режима для заданных условий эксплуатации. Результаты расчетов обеих программ передаются в базовый модуль рас-

ства долговечности элементов $R_{um}d_3$. Исходными данными для расчетов являются характеристики машины, трансмиссии, элементов и условия эксплуатации. Особенностью компьютерной системы является то, что она обеспечивает комплексный расчет всех элементов трансмиссии как единой системы и позволяет спроектировать оптимальную конструкцию для заданного типа машины и условий эксплуатации. Благодаря автоматизации основных этапов сводится до минимума влияние расчетчика на результаты, значительно снижаются трудоемкость и затраты на проектирование.

УДК 629.114.2:62-585.23

В.В. Грицкевич, В.М. Айзикович,
И.И. Болвако, А.И. Шарангович

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВУХПОТОЧНЫХ ГИДРООБЪЕМНЫХ ТРАНСМИССИЙ ТРАКТОРОВ

*Институт механики машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Современное направление в развитии тракторов связано с созданием нового поколения автоматических бесступенчатых трансмиссий на основе двухпоточных гидрообъемных передач. Бесступенчатые трансмиссии позволяют максимально эффективно использовать мощность двигателя и автоматизировать процесс управления трактором. Двухпоточная передача мощности через механический и гидравлический потоки обеспечивает повышение на 10-15% общего КПД по сравнению с полнопоточными трансмиссиями, передающими всю мощность через гидравлические модули. С учетом лучшей загрузки двигателя путем совместного управления двигателем и трансмиссией общий КПД трактора с бесступенчатой трансмиссией может превышать КПД механических ступенчатых передач.

Двухпоточные трансмиссии построены по диапазонному принципу и имеют несколько диапазонов, переключаемых под нагрузкой. Переключение производится при синхронизации скоростей соединяемых звеньев с помощью фрикционных, или зубчатых муфт. Число диапазонов составляет 4-8.

Двухпоточная бесступенчатая трансмиссия Claas HM8 (рис.1) применяется на сельскохозяйственных комбайнах. Трансмиссия содержит гидрообъемную передачу с регулируемой гидромашинной реверсной типа Γ_1 и нерегулируемой гидромашинной Γ_2 , четырехзвенный планетарный механизм и механический редуктор. Гидромашина Γ_1 связана через зубчатую передачу с входным валом, гидромашина Γ_2 - со звеном планетарного механизма. Первое звено планетарного механизма связано через реверс с входным валом трансмиссии, второе звено - через зубчатую передачу с гидромашинной Γ_2 , третье и четвертое звенья планетарного механизма соединены с левым и правым механическими редукторами. Гидромашина Γ_1 регулируется из одного крайнего положения в другое, а в одном из редукторов включена передача, например муфта K_1 . Происходит двухпоточная передача мощности, когда большая часть мощности передается через механические звенья и только часть мощности - через гидрообъемную передачу. В конце диапазона регулирования выравниваются скорости звеньев муфты K_2 . Переключение муфты K_2 производится плавно при синхронизированных скоростях, после чего гидро-

машина Γ_1 регулируется в обратном направлении, изменяя передаточное отношение механизма.

Трансмиссия Claas имеет 7 диапазонов бесступенчатого регулирования, при этом скорость машины регулируется в пределах 1,2-44 км/ч. Недостатками трансмиссии являются большое число диапазонов, отсутствие нулевой скорости, сложность переключения диапазонов, изменение направления давления при переключении передач.

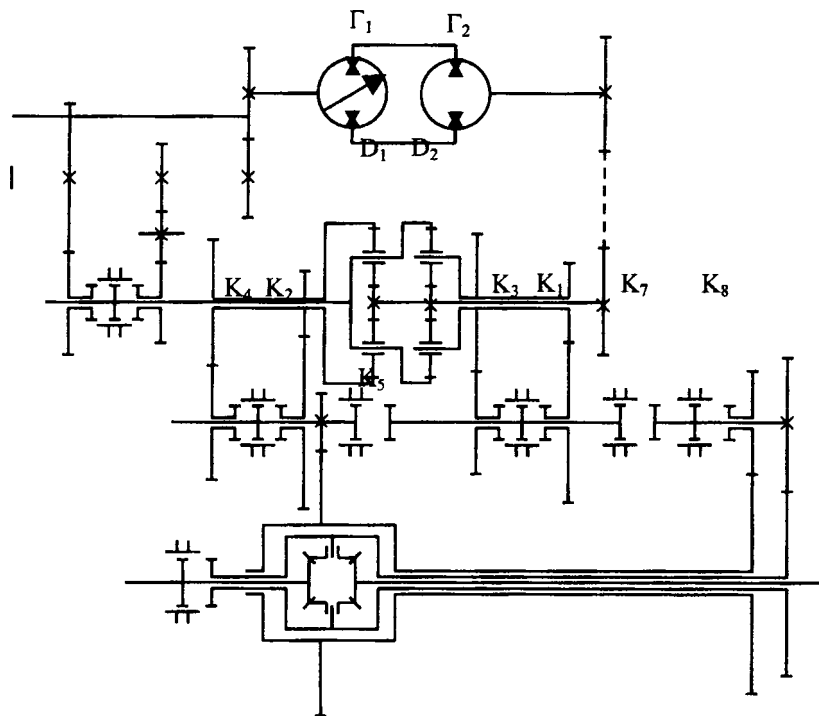


Рис.1. Кинематическая схема бесступенчатой трансмиссии Claas NM8

Двухпоточная трансмиссия ZF Эссот 1.5 (рис.2) имеет 4 диапазона бесступенчатого регулирования и состоит из гидрообъемной передачи и планетарной четырехступенчатой трансмиссии. Гидрообъемная передача - шайбового типа с двумя расположенными в общем корпусе гидромашинами, из которых одна выполнена регулируемой. Планетарная трансмиссия состоит из четырех планетарных рядов D_1 - D_4 , четырех гидроуправляемых фрикционных муфт K_1 - K_4 и фрикционного тормоза K_5 . На выходе передачи расположен реверс-редуктор с фрикционными муфтами K_V , K_R . Два звена планетарной трансмиссии соединены с гидрообъемной передачей, остальные звенья соединяются с помощью включенных фрикционных муфт в силовую цепь трансмиссии, образуя двухпоточную бесступенчатую передачу с механическим и гидравлическим потоками мощности. Диапазоны переключаются при синхронизированных скоростях звеньев.

По сравнению со схемой Claas число диапазонов уменьшено до четырех и обеспечивается нулевое передаточное отношение для получения малых рабочих скоростей машины. Недостатками схемы ZF Эссот 1.5 являются сложная конструкция из-за наличия большого числа планетарных рядов и фрикционных муфт, относительно низкий КПД на первом диапазоне, изменение направления давления в гидрообъемной передаче при переключении.

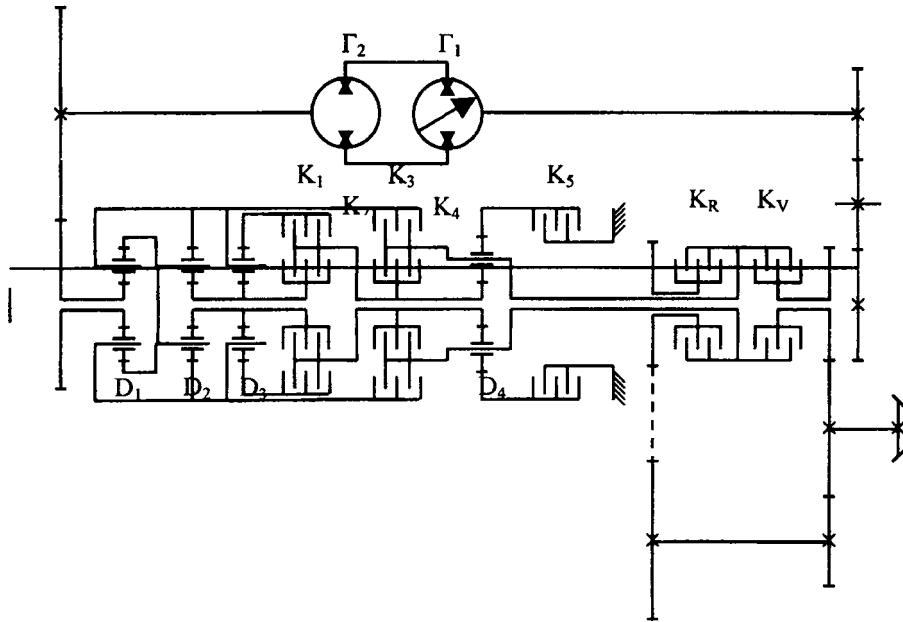


Рис.2. Кинематическая схема бесступенчатой трансмиссии ZF Essom 1.5

Трансмиссия Steyr S-Matic имеет аналогичную структуру и режимы работы, как и конструкция ZF Essom 1.5. Однако наличие пятизвенного планетарного ряда усложняет конструкцию и снижает на некоторых режимах КПД.

Двухпоточная передача Fendt Vario (рис.3) имеет переключение диапазонов при остановленной машине. Трансмиссия содержит трехзвенный планетарный ряд, вал которого соединено с входным валом, коронная шестерня – через зубчатую передачу с регулируемым гидронасосом Γ_1 , солнечная шестерня – через зубчатую передачу

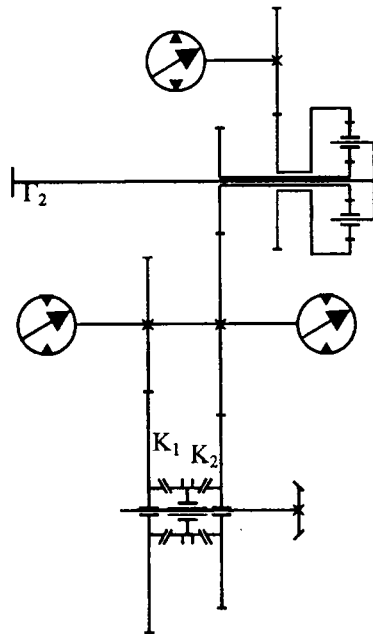


Рис.3. Кинематическая схема бесступенчатой трансмиссии Fendt Vario

с двумя регулируемым гидромоторами Γ_2 . На выходе расположен двухступенчатый редуктор с синхронизированными муфтами K_1 - K_2 . Гидромашины с наклонным блоком выполнены регулируемы и расположены в едином изолированном корпусе. На первом участке диапазона регулируется гидронасос Γ_1 , для получения более высоких ско-

ростей регулируются гидромотры Γ_2 . При максимальной скорости машины передача всей нагрузки производится механическим путем при максимальном КПД. Для получения заднего хода рабочий объем гидронасоса Γ_1 изменяется в обратную сторону. На этом режиме наблюдается высокая нагруженность гидромашин и низкий КПД из-за циркуляции мощности.

В табл.1 приведены основные параметры и характеристики двухпоточных бесступенчатых трансмиссий. Минимальные рабочий объем гидромашин и гидравлическую мощность имеет трансмиссия Claas HM8. Гидромеханические трансмиссии с переключаемыми под нагрузкой диапазонами имеют сложную конструкцию и достаточно большие дополнительные потери во фрикционных муфтах. Более высокие рабочие объемы и гидравлическую мощность имеет передача Fendt Vario. В тоже время конструкция этой передачи отличается простотой и отсутствием гидромеханических потерь в элементах управления. Трансмиссия Fendt Vario применяет имеющие высокий КПД гидромашин с наклонным блоком, что позволяет ей успешно конкурировать с передачами меньшей гидравлической мощности на базе шайбовых гидромашин.

Анализ конструкций показывает, что для тракторов целесообразно использовать более простые трансмиссии диапазонного типа с двумя основными диапазонами: рабочим и транспортным. Необходимо провести дальнейшие работы по созданию конструкций двухпоточных трансмиссий с минимальной гидравлической мощностью и высоким КПД в зоне рабочих скоростей на основе новых структурных решений с переключаемыми режимами типа А1-В, А1-В-А2.

Литература. 1. Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование/ Под общ. ред. Е.С.Кисточкина.-Л.: Машиностроение, 1987.-256с. 2. Грицкевич В.В., Амельченко П.А., Мелешко М.Г. и др. Двухпоточная объемная гидромеханическая передача универсально-пропашного трактора. - Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1992, №6, с.11-12. 3. Грицкевич В.В. Бесступенчатая комбинированная трансмиссия трактора. - Весці Акадэміі навук Беларусі, Сер. фіз.-тэхн. навук, 1994, №2, с.26-28.

Таблица 1. Характеристики двухпоточных гидрообъемных трансмиссий тракторов

Параметр	Claas HM-8	Fendt Vario	Steyr S-Matic	ZF Ecom 1.5
1	2	3	4	5
Мощность, кВт	140	190	125	107
Тип гидронасоса	Аксиально-поршневые			
Тип конструкции	С накл. шайбой	С накл. блоком	С накл. шгай-бой	С накл. шайбой
Диапазон регулирования, °	± 20	+45 до -30	± 20	± 20
Рабочий объем, см ³	28	233	57	28
Гидромотор	Аксиально-поршневые			
Тип конструкции	С накл. шайбой	С накл. блоком	С накл. шгай-бой	С накл. шайбой
Максимальный объем, см ³	16	233	57	28

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5
Способ реверсирования	Механический реверс	Обратный наклон гидронасоса	Механический реверс с кулачковой муфтой	Механический реверс с фрикционной муфтой
Число диапазонов	8	2	4	4
Переключение диапазонов	Кулачковой муфтой при синхронизации оборотов	Синхронизированными муфтами	Блокировка звеньев планетарного ряда кулачковой муфтой	Блокировка звеньев планетарного ряда фрикционной муфтой
Число планетарных механизмов	2	1	3	4
Максимальная гидравлическая мощность, %	33	100	50	30-45
100% механическое передаточное число, км/ч Задний ход	1,7; 2,8; 4,6; 7,7; 12,9; 21,4; 35,7	24; 38	4,4; 12,9;	3; 9; 18; 36;
100% механическое передаточное число, км/ч Передний ход	1,7; 2,8; 4,6; 7,7; 12,9; 21,4; 35,7	32; 50;	2,9; 8,4; 16,5; 30,9;	3; 9; 18; 36;

УДК 629.114.2:62-585.23

Ю.М. Захарик, А.Р. Торгонский, А.М. Захарик

ДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРАНСМИССИИ АВТОБУСА ГОРОДСКОГО ТИПА

*Минский автомобильный завод
Минск, Беларусь*

При исследовании динамических процессов, связанных с передачей крутящего момента через трансмиссию автомобиля, необходимо стремиться к наиболее полному соответствию построенной модели реальным механизмам. Поэтому очень важен учёт всех факторов, влияющих на динамическое поведение составляющих узлов. Для детального изучения процессов, происходящих при передаче крутящего момента от входного фланца ведущего моста, схема которого изображена на рис. 1, до колёс построена динамическая модель, учитывающая не только крутильные колебания, но и поперечные перемещения ведущей шестерни левого и правого бортовых редукторов

ведущего моста, что позволяет исследовать динамику зубчатых колёс в наиболее полном объёме.

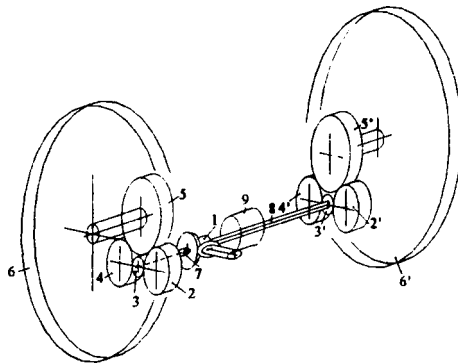


Рис. 1 Схема ведущего моста.

На рис. 1 условно показаны

- 1 – дифференциал, ведущая и ведомая шестерни главной пары,
- 2 и 4 – сателлиты бортового редуктора
- 3 – ведущая шестерня,
- 5 – ведомая шестерня
- 6 – ведущее колесо,
- 7 – малая полуось,
- 8 – большая полуось.

Штрихи при номерах позиций рис. 1 относятся к правому борту ведущего моста.

В результате анализа конструкции и процессов, происходящих при передаче крутящего момента, можно выделить следующие колебательные системы бортового редуктора:

- крутильные колебания происходят вокруг осей симметрии валов и маховых масс при передаче крутящего момента. При этом учитываются крутильная жесткость и моменты инерции вращающихся масс относительно осей вращения
- поперечные колебания ведущей шестерни. Полуось, обладая поперечной жесткостью совместно с ведущей шестерней, которая имеет взаимосвязанную подвижность в пределах боковых зазоров зацепления, составляют колебательную систему, в которой перемещение по горизонтали и по вертикали носят повторяющийся, периодический характер.

Приведенная схема динамической системы автобуса с ведущим мостом, для которой проводилось моделирование, показана на рис. 2. На данной схеме условно обозначены подвижность в продольной и поперечной плоскостях ведущей шестерни бортового редукторов в виде подпружиненных масс с параметрами C_3, C_3' .

На рис. 2 также обозначены приведенные к валу ведущей шестерни бортового редуктора моменты инерции:

- I_1 – вращающихся деталей двигателя, сцепления и коробки передач;
- I_2 – ведущей шестерни и дифференциала редуктора;
- I_3 и I_3' - бортовых передач левой и правой стороны, состоящих из ведущей шестерни, 2-х сателлитов и ведомой шестерни;
- I_4 и I_4' - тормозного барабана и колеса;
- I_5 – инерционной массы картера моста и деталей, жестко с ним связанных;
- I_6 – инерционной массы маховика, эквивалентного поступательно движущемуся автомобилю;

и приведенные податливости:

- e_{12} –карданного вала;

- $e_{23'5}$ – правой полуоси;
- e_{235} – левой полуоси;
- $e_{345}, e_{3'4'5}$ – вала привода ступиц;
- e_p – реактивного звена;
- $e_{46}, e_{4'6}$ – шин.

Дифференциальные уравнения, описывающие колебания принятой динамической схемы, могут быть получены на основании либо принципа Даламбера, либо уравнений Лагранжа. Учитывая то, что последние являются наиболее общими, для динамического моделирования будем пользоваться дифференциальными уравнениями Лагранжа 2-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (1)$$

где q_i – обобщенная i -я координата

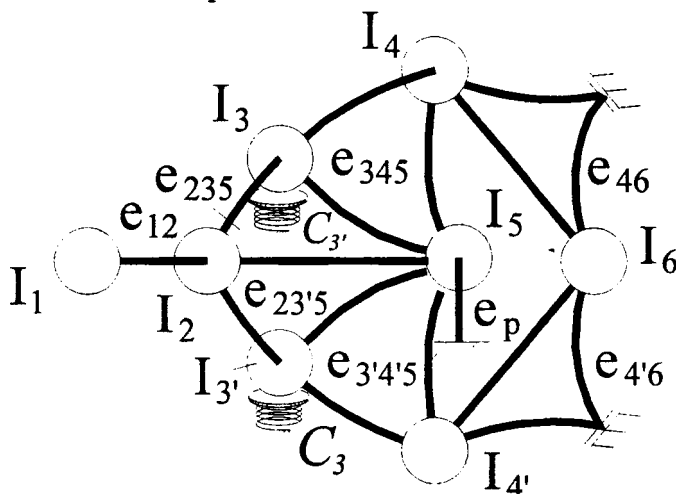


Рис. 2 Схема динамической системы городского автобуса.

\dot{q}_i – производная обобщенной координаты по времени

$$L = E_k - E_p;$$

кинетическая энергия

$$E_k = \sum_{i=1}^k \frac{I_i \dot{q}_i^2}{2} \quad (2)$$

потенциальная энергия

$$E_p = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k c_{ij} (q_i - q_j)^2 \quad (3)$$

I_i – момент инерции i -той массы

c_{ij} – коэффициент жесткости соединений масс

диссипативная функция

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k r_{ij} (\dot{q}_i - \dot{q}_j)^2 \quad (4)$$

r_{ij} – коэффициенты сил трения

Q_i – внешние обобщенные силы или моменты сил.

Если рассматривать свободные колебания и принимать, что

$$E_k = \frac{1}{2} I \dot{\varphi}^2, \quad E_p = \frac{1}{2} c \varphi^2, \quad \Phi = k \dot{\varphi}^2,$$

то, производя соответствующие преобразования, можно получить систему дифференциальных уравнений для динамической модели трансмиссии.

Уравнение (1) можно переписать в матричной форме:

$$[A]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [C]\{q\} = \{Q\} \quad (5)$$

где $[A], [B], [C]$ - квадратные матрицы с постоянными коэффициентами;

$\{q\}, \{\dot{q}\}, \{\ddot{q}\}$ вектор обобщенных координат и соответственно векторы 1-й и 2-й производных.

Можно показать, что уравнение n -ой подсистемы ($n=1\dots k$), где k - количество подсистем, будут иметь структуру, аналогичную (1). Тогда для n -ой подсистемы

$$[A]_n\{\ddot{q}\}_n + [B]_n\{\dot{q}\}_n + [C]_n\{q\}_n = \{Q\}_n$$

Объединив k систем уравнений в одну, получим систему, которую назовем вспомогательной. В ней $\{q\}_0$ - это вектор $\{q\}$, расширенный компонентами l -мерного массива $\{q\}_i$ избыточных координат

$$[A]_0\{\ddot{q}\}_0 + [B]_0\{\dot{q}\}_0 + [C]_0\{q\}_0 = \{Q\}_0 \quad (6)$$

где $[A]_0, [B]_0, [C]_0$ - квадратные матрицы размера $n+1$. В этих матрицах элементы - постоянные коэффициенты, полученные с помощью уравнений, аналогично (1), причем связи между избыточными и основными координатами не учтены. Для того, чтобы учесть связь между ними необходимо составить уравнение Лагранжа 2-го рода с неопределенными множителями:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L_0}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L_0}{\partial q_i} - \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} = Q_{oi} + \sum_{p=1}^l \lambda_p \frac{\partial f_p}{\partial q_i} \quad (i=1\dots n+1) \quad (7)$$

Здесь L_0 и Φ_0 - кинетическая, потенциальная и диссипативная функции вспомогательной системы

λ_p - неопределенный множитель Лагранжа

Q_{oi} - обобщенная возмущающая сила.

Чтобы от системы (7) прийти к системе (1), следует исключить из нее избыточные координаты и множители. Методы машинного упрощения данной системы без использования матричных преобразований довольно широко освещен в литературе. При этом предполагается, что все множители Лагранжа, кроме λ_ρ -го равны нулю и существует только одно ρ -е уравнение связи с одной избыточной координатой q_e .

Тогда (7) можно преобразовать, учитывая

$$\sum_{p=1}^l \lambda_p \frac{\partial f_p}{\partial q_i} = \left\{ \frac{\partial f_\rho}{\partial q_i}, \dots, \frac{\partial f_\rho}{\partial q_e}, \dots, \frac{\partial f_\rho}{\partial q_{n+1}} \right\}^T \lambda_\rho, \quad (8)$$

где элементы матрицы в правой части получены из уравнения связей

$$f_\rho = q_e + \sum_{i=1}^n \alpha_{\rho i} q_i = 0 \quad (9)$$

q_e - избыточная координата

$\alpha_{\rho i}$ - постоянный коэффициент.

Тогда, продифференцировав выражение (9), получим:

$$\begin{aligned} \dot{f}_\rho &= \dot{q}_e + \sum_{i=1}^n \alpha_{\rho i} \dot{q}_i = 0 \\ \ddot{f}_\rho &= \ddot{q}_e + \sum_{i=1}^n \alpha_{\rho i} \ddot{q}_i = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

Из (9) и (10) можно выразить обобщенную координату q_e и производные, которые с учетом (8) можно подставить в (7). Тогда получим

$$[A]_e \{\ddot{q}\}_0 + [B]_e \{\dot{q}\}_0 + [C]_e \{q\}_0 = \{h\}_0 + \{d\} \lambda_p \quad (11)$$

где $\{Q\}_0$ - столбец, составленный из объединенных возмущающих сил,

$[A]_e, [B]_e, [C]_e$ - матрицы размера $n+1 \times n+1$, полученные преобразованием матриц $[A]_0, [B]_0, [C]_0$.

При этом в каждой матрице проверяется l -тый столбец. При обнаружении ненулевого значения рассматривают строки с данными элементами и добавляют к элементам каждой строки дополнительный коэффициент $\beta_{ij} = C_{ij} \lambda_{pj}$,

где C_{ie} - ненулевой элемент в проверяемом столбце

λ_{pj} - коэффициент при той координате уравнения связей, номер которой совпадает с номером рассматриваемого элемента в i -й строке.

Для исключения множителя λ_p используется l -е уравнение (5) при $j=1$ и $l=1 \dots$

$$\lambda_p = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L_0}{\partial q_e} \right) - \frac{\partial L_0}{\partial q_e} - \frac{\partial \Phi_0}{\partial \dot{q}_e} - Q_{0e} \quad (12)$$

Полученное из выражения (12) значение λ_p подставляем в (11).

Получим:

$$[A]_\lambda \{\ddot{q}\}_0 + [B]_\lambda \{\dot{q}\}_0 + [C]_\lambda \{q\}_0 = \{h\}_\lambda \text{ с отсутствующими } q_e \text{ и } \lambda_p,$$

где $[A]_\lambda, [B]_\lambda, [C]_\lambda$ - квадратные матрицы, полученные из (11) после добавления к их членам коэффициентов $\omega_{ij} = C_{ee} \alpha_{\rho i} \alpha_{\rho j}$,

где C_{ee} - e -й диагональный элемент $\alpha_{\rho i}, \alpha_{\rho j}$ - коэффициенты при тех координатах уравнения (9), номер которых соответствует номеру проверяемой строки и столбца соответственно.

В матрице $[C]_e$ проверяют e -ю строку. Если встречается ненулевой элемент рассматривают столбец с этим элементом. К тем элементам столбца, номера которых совпадают с номерами входящих у уравнение (9) координат, кроме q_e добавляют координаты $\mu_{ij} = -C_{ei} \alpha_{\rho k}$,

где C_{ei} - ненулевой элемент в проверяемой строке,

$\alpha_{\rho k}$ - коэффициент при той координате уравнения (9), номер которой совпадает с номером рассматриваемого элемента столбца.

Тогда окончательно получится следующая система уравнений

$$[A]_\lambda \{\ddot{q}\}_1 + [B]_\lambda \{\dot{q}\}_1 + [C]_\lambda \{q\}_1 = \{h\}_1 \quad (13)$$

В результате проведённых преобразований получим матрицы для обобщенных координат

$$\begin{aligned} \{q\}_1 &= \{\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, x_3, y_3, \varphi_4, \varphi_5, x_3, y_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6\}^T \\ \{h\}_1 &= \left\{ 0, 0, M_{3\text{вц}} - \frac{R_{3\text{вц}}}{R_{3\text{вд}}}, F_{x3} + \frac{1}{R_{3\text{вд}}} M_{3\text{вд}}, F_{y3} + \frac{tg\alpha}{R_{3\text{вд}}} M_{3\text{вд}}, 0, M_{3'\text{вц}} - \frac{R_{3\text{вц}}}{R_{3\text{вд}}}, \right. \\ &\quad \left. F_{x3'} + \frac{1}{R_{3'\text{вд}}} M_{3'\text{вд}}, F_{y3'} + \frac{tg\alpha}{R_{3'\text{вд}}} M_{3'\text{вд}}, 0, 0, 0 \right\}^T \end{aligned}$$

Подставляя сформированные матрицы $[A]_1$, $[B]_1$, $[C]_1$ в уравнение (7), можно получить матрицы дифференциальных уравнений динамической модели трансмиссии автобуса.

Построение амплитудно-частотной характеристики является завершающей стадией создания динамической модели. Использование при этом взаимодействующих модулей кинематики и динамики позволяет исследовать нагруженность зубчатых передач.

Алгоритм упрощённой программы с блоком построения АЧХ приведён на рис. 3.

Исходные данные, общие для первичной формулировки задачи, устанавливаются в блоке 2.

В блоке 3 осуществляется поворот ведущего звена бортового редуктора на определенный угол $\Delta\varphi$, расчёт усилий в зацеплениях, установка на соответствующие углы зубчатых колес.

В блоке 4 осуществляется расчёт динамических показателей исследуемого агрегата

$$\Delta M, M_{\max}, K_d = \frac{M_{\max}}{M_{кр}}, K_d = \max\{K_{d_i}\}$$

В блоке 5 рассчитывается текущее время.

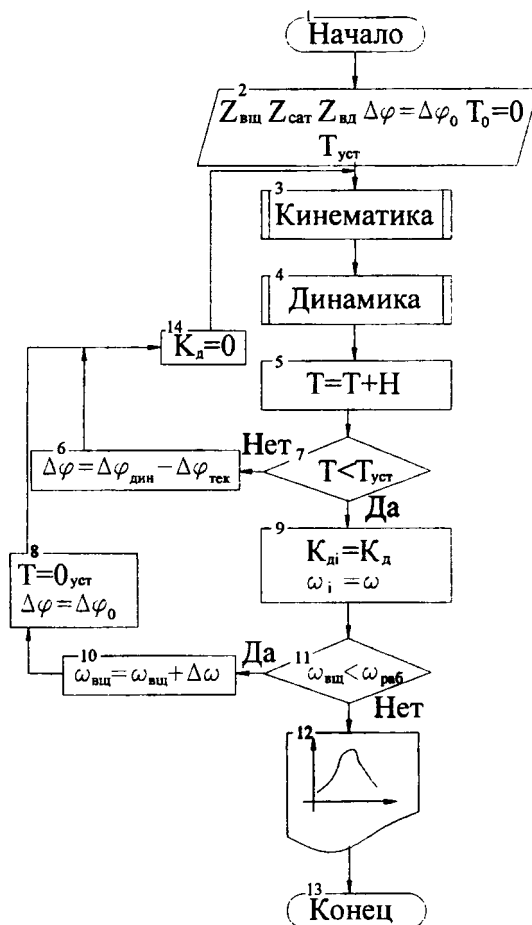


Рис. 3. Алгоритм построения АЧХ.

Вычисление угла поворота зубчатого колеса осуществляется в блоке 6. Определение времени установившегося динамического процесса происходит в блоке 7. Для заданного ω_1 сохранение коэффициента динамичности происходит в блоке 9. В блоке

10-11 осуществляется определение рабочей частоты агрегата. Блок 12 служит для вывода рассчитанной АЧХ на экран в текстовом или графическом виде.

Построение АЧХ является окончательным этапом формирования кинематико-динамической модели трансмиссии. Следующий шаг на пути построения оптимальной конструкции – исследование динамических характеристик узлов трансмиссии.

Исследование динамических характеристик проводилось для городского автобуса с низким уровнем пола.

На рис 4 приведена АЧХ бортового редуктора с явно выраженной зоной резонанса (т. А), построенная для автобуса снаряжённой массы (кривая 1) и автобуса полной массы (кривая 2). Точки В графика, являющиеся характерными точками вторичного резонанса, связаны в значительной мере с соотношением параметров левой и правой частей ведущего моста.

Возможность построения зависимости динамической нагруженности деталей бортового редуктора от системы позволяет создавать такие трансмиссии, у которых резонансные явления отсутствуют или же снижены настолько, что не представляют опасности для долговечности её агрегатов.

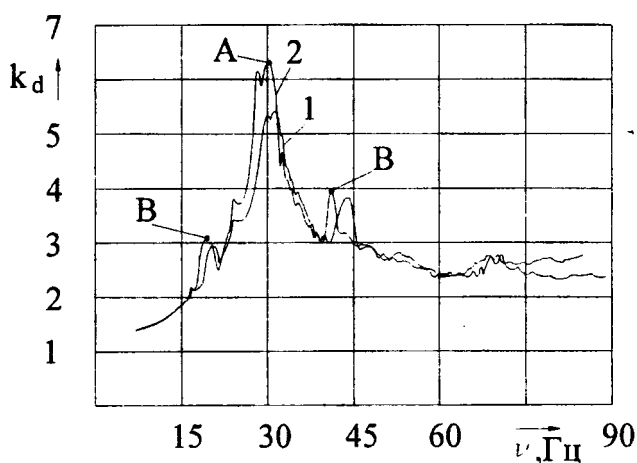


Рис. 4 Амплитудно-частотная характеристика бортового редуктора.

УДК 629.114.2:62-585.23

Е.Н. Левковский

О РАСШИФРОВКЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЁС

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

1. Введение. На практике представляет интерес оценка или расшифровка параметров зубьев колёс, чертежи которых отсутствуют, по их образцам и корпусу передачи. Такие случаи имеют место при ремонте машин, при изготовлении машины по образцу, на лабораторных занятиях по изучению конструкции редукторов в процессе изучения дисциплины “Детали машин”. Некоторые сведения о расшифровке цилиндрических эвольвентных зубчатых передач даны в монографии [1]. Методы измерений эвольвентных зубчатых передач и способы приблизительной оценки параметров исходного контура изложены в книге [4]. Уравнения профиля зубьев цилиндрических ко-

лѐс при заданном профиле производящей рейки и, наоборот, уравнения профиля производящей рейки при заданном профиле зубьев колѐс приведены в работах [2,3].

В этой статье представлена постановка задачи о корректной расшифровке главных поверхностей симметричных зубьев косозубых колѐс внешнего зацепления. При этом, но не вполне корректно определяют параметры соответствующих исходных контуров.

2. Оценка канонических параметров эвольвентных зубьев. До начала расшифровки предполагают, что колѐса эвольвентные и профиль их зубьев симметричный. Геликоидные поверхности зубьев и их взаимное расположение однозначно определяют четыре канонических параметра, например, число зубьев z , основной диаметр d_b , направление и значение основного угла наклона β_b , основная угловая ширина впадины $2\eta_b$. Для корректного отыскания четырёх неизвестных параметров надо выполнить четыре различных измерений или заменяющих их операций. После подсчёта числа зубьев z и определения направления их линий оставшиеся три параметра d_b, β_b, η_b могут быть найдены из системы следующих трёх уравнений

$$\frac{d_b \sin(\pi z_{pi} / z)}{\cos \arcsin \{ [D_i / (d_b \cos \beta_b)] - \eta_b \}} + D_i - M_i = 0, \quad i = 1, 2, 3, \quad (1)$$

где M_i - размер по шарикам или роликам в торцовой плоскости, D_i - диаметр мерительного тела (шарика или ролика), z_{pi} - число зубьев между мерительными телами, $z_{pi} \leq z/2$.

При $i = 2$ дополняющее систему (1) может быть такое уравнение

$$W - d_b \cos \beta_b [(\pi z_n / z) - \eta_b] = 0, \quad (2)$$

где W - длина общей нормали, z_n - число зубьев в длине общей нормали. Вместо W можно измерить или шаг зацепления p_α , или угол наклона линии зуба β_y на цилиндре выбранного диаметра d_y , или основной диаметр d_b

В случае $i = 1$ надо измерить M_1 и ещё два размера из перечисленных выше. Если не используется размер по шарикам или роликам, то можно измерить три параметра из четырёх следующих: $W, p_\alpha, \beta_y, d_b$. Например, измерив W, p_α, β_y , имеем

$$\beta_b = \arcsin \frac{z p_\alpha \operatorname{tg} \beta_y}{\pi d_y}, \quad d_b = \frac{z p_\alpha}{\pi \cos \beta_b}, \quad \eta_b = \frac{\pi z_n}{z} - \frac{W}{d_b \cos \beta_b}. \quad (3)$$

3. Оценка параметров исходного контура. Теперь можно определить пять производственных параметров: число зубьев z (уже найдено), модуль m , угол профиля α , угол наклона линии зуба β , номинальный коэффициент смещения x^* . Для их оценки имеется только три уравнения, так как геликоидную поверхность можно образовать множеством различных производящих реек или колѐс с различными углами α . Следовательно, один из неизвестных ещё параметров необходимо выбрать, например, α или m , что делает дальнейшую расшифровку некорректной. Выбрав в разумных пределах, например, значение α , вычисляют

$$\beta = \arcsin \frac{\sin \beta_b}{\cos \alpha}, \quad \alpha_i = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad m = \frac{d \cos \beta_b}{z \cos \alpha}, \quad x^* = \frac{z}{2 \operatorname{tg} \alpha} \left(\frac{\pi}{2z} - \operatorname{inv} \alpha_i - \eta_b \right), \quad (4)$$

где α_i - торцовый угол профиля производящей рейки.

Формулы (4) используются и в случае, когда предварительно задаются модулем m .

Полученные результаты позволяют найти делительный диаметр и ход зуба

$$d = 2r = mz / \cos \beta, \quad p_z = 2\pi r_b / \operatorname{tg} \beta_b. \quad (5)$$

Для оценки остальных параметров колёс и передачи на основании измерений определяют четырнадцать дополнительных размеров: диаметры вершин зубьев d_{a1}, d_{a2} , диаметры впадин d_{f1}, d_{f2} , диаметры окружностей граничных точек d_{f1}, d_{f2} , диаметры окружностей модификации головок зубьев d_{g1}, d_{g2} или высоты модификации головок зубьев h_{g1}, h_{g2} , нормальные глубины модификации торцового профиля головок зубьев Δ_{a1}, Δ_{a2} в мкм, межосевое расстояние a_w , боковой зазор j в мкм, радиальные зазоры $c_1 = a_w - r_{a1} - rd_{f2}$, $c_2 = a_w - r_{a2} - rd_{f1}$.

Далее можно поступить так. Для оценки шести неизвестных коэффициентов h_a^*, c^*, δ^* имеется четыре уравнения

$$r_a = r + m(h_a^* - \delta^* + x), \quad r_f = r - m(h_a^* + c^* - x^*) \quad (6)$$

где $x = x^* + E_{Hr} / (1000m)$, $E_{Hr} = j / (4 \sin \alpha)$, E_{Hr} - дополнительное смещение исходного контура, мкм, h_a^* - коэффициент высоты головки зуба, c^* - коэффициент радиального зазора, δ^* - коэффициент уменьшения высоты зуба зубчатого колеса [1,2], x - теоретический коэффициент смещения. Поэтому приходится выбрать, например, два коэффициента $\delta^* = x - x^*$ или задаться двумя уравнениями $h_{a1}^* = h_{a2}^*$, $c_1^* = c_2^*$.

Минимальное значение коэффициентов граничной высоты можно найти по формуле

$$h_i^* = 2h_a^* + c^* - (1 - \sin \alpha) \left(\frac{\pi}{4 \operatorname{tg} \alpha} - h_a^* - c^* \right) \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \frac{\pi + 2\alpha}{4}. \quad (7)$$

В случае отсутствия интерференции зубьев, вычисленные значения h_i^* считаются оптимальными для прочности зубьев.

Проблемы расшифровки зубьев с модификацией головки здесь не рассматриваются.

4. Использование координатной измерительной машины. Она позволяет измерить координаты x_i, y_i любого числа точек на торцовом профиле расшифровываемого зуба и направление нормали к профилю в этих точках, определяемое углом ε_i между осью ординат $O_i y_i$ и нормалью (рис. 1). В результате таких измерений профиль зуба считают вполне известным.

Декартовы координаты торцового профиля производящей рейки в системе $O_0 x_0 y_{i0}$, жёстко связанной с этой рейкой, вычисляют по формулам

$$\begin{aligned} \varphi &= 0,5\pi - \varepsilon_i - \arcsin[(x_i \cos \varepsilon_i - y_i \sin \varepsilon_i) / r], \\ x_{i0} &= r - x_i \cos \varphi - y_i \sin \varphi, \quad y_{i0} = r \varphi - x_i \sin \varphi + y_i \cos \varphi, \\ \gamma &= 0,5\pi - \varepsilon_i - \varphi. \end{aligned} \quad (8)$$

В начальный момент при $\varphi = 0$ начало координат O_0 находится на делительной окружности, оси ординат $O y_i$ и $O_0 y_{i0}$ параллельны, оси абсцисс $O x$ и $O_0 x_0$ лежат на одной прямой, но направлены в противоположные стороны.

Как видно из уравнений (8), параметры исходного контура зависят от делительного радиуса r . Другими словами, данное зубчатое колесо можно точно изготовить различными производящими рейками, имеющих разные углы профиля α . Поэтому не-

возможно даже в принципе выяснить, какой инструмент использовался для обработки зубьев колеса.

Как видно из уравнений (8), параметры исходного контура зависят от делительного радиуса r . Другими словами, данное зубчатое колесо можно точно изготовить различными производящими рейками, имеющих разные углы профиля α . Поэтому невозможно даже в принципе выяснить, какой инструмент использовался для обработки зубьев колеса.

Однако, уравнения (8) позволяют спроектировать инструмент, которым зубья этого колеса могли быть точно изготовлены. Но при этом минимум один параметр для каждого из расшифровываемых зубчатых колёс нужно выбрать, например, или r , или α , или m .

Для главной поверхности $\gamma = 0,5\pi - \alpha_t$. При модификации головки зубьев прямой линией $\gamma = const$. Если $\gamma = var$, то зубчатое колесо не является эвольвентным.

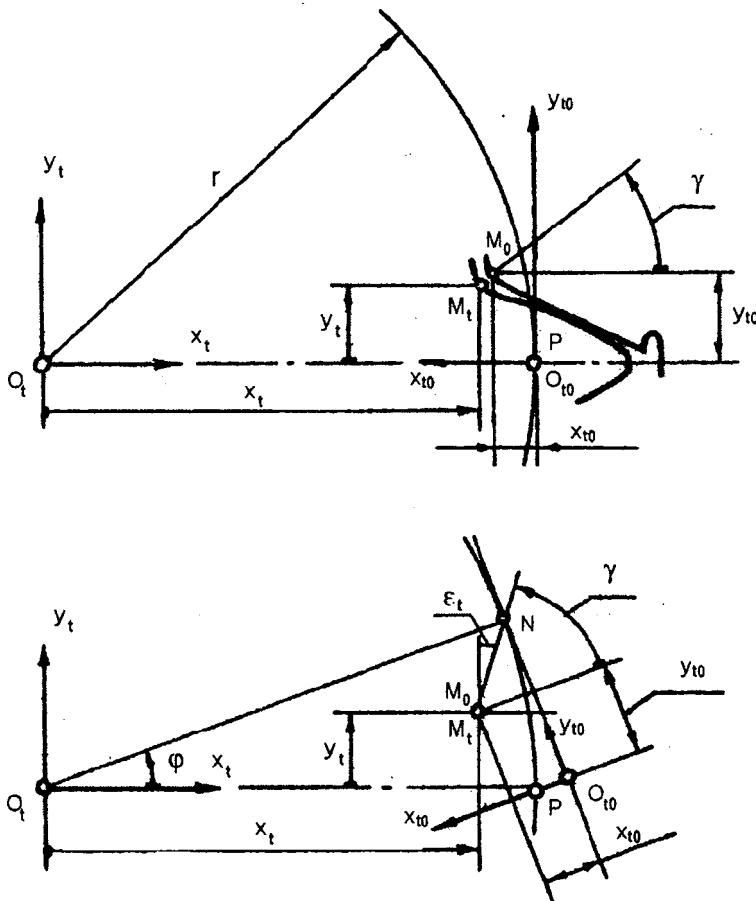


Рис. 1. Торцовые профили производящей рейки и обрабатываемого ею зуба цилиндрического колеса.

При измерении только координат x_t, y_t предполагают, что производящая рейка в торцовом сечении очерчена прямыми и дугами эллипсов с полуосями $\rho_f = m\rho_f^* = m(2h_a^* + c^* - h_i^*)/(1 - \sin \alpha)$ и $\rho_f / \cos \beta$. Учитывая формулы (8), можно найти

направление нормали, определяемое углом $\varepsilon_i = 0,5\pi - \varphi - \gamma$. В случае совпадения вычисленных значений x_i, y_i с измеренными выше принятое допущение подтверждается.

После расшифровки зубчатых колёс и выполнения чертежей по измеренным, вычисленным и принятым параметрам необходимо проверить сделанные допущения, корректность измерений и удовлетворительность передачи на основе дополнительных измерений и подробного расчёта геометрии.

5. Заключение. В статье изложена возможная последовательность корректной расшифровки параметров главных поверхностей зубьев колёс цилиндрической зубчатой передачи.

Литература. 1. Андожский В.Д. Расчёт зубчатых передач.- М.-Л.: Машгиз, 1955.-268 с. 2. Андожский В.Д. Геометрический расчёт модификации головок зубьев // Вестник машиностроения.-1976.-№ 5.-С. 39-42; № 8 –С. 62. 3. Андожский В.Д. Модификация головок зубьев рейкой с линией модификации по дуге окружности // Вестник машиностроения.-1978.-№ 8 –С. 26-29. 4. Курлов В.А. Расшифровка цилиндрических и конических зубчатых передач.- М.: Машиностроение, 1972. – 136 с.

УДК 62-233.21/.21

А.Б. Невзорова, А.Т. Єкойбеда, В.Б. Врублевский

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ МЕЖДУ ВАЛОМ И ПОДШИПНИКАМИ СКОЛЬЖЕНИЯ САМОСМАЗЫВАЮЩИМИСЯ НА ОСНОВЕ ДРЕВЕСИНЫ

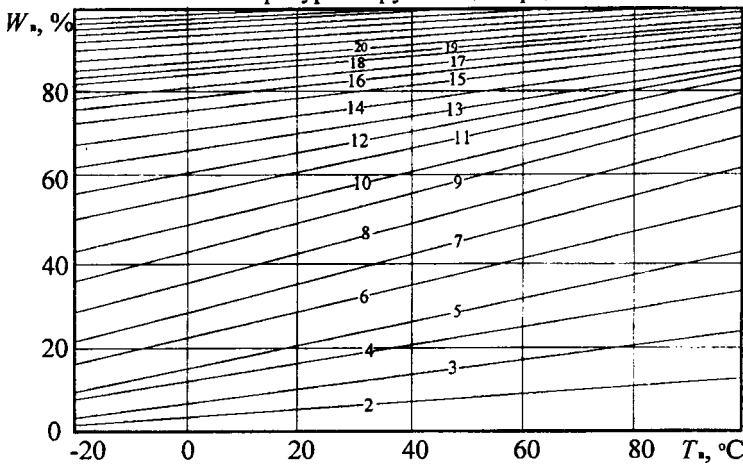
*Белорусский национальный технический университет
Белорусский государственный университет транспорта,
Минск, Гомель, Беларусь*

Введение. Известно, что минимальные потери мощности на трение и максимальная несущая способность подшипников обуславливаются допустимой величиной зазора между цапфой вала и подшипником скольжения /1, 2/. В последнее время во многих узлах трения машин и механизмов нашли широкое применение подшипники скольжения самосмазывающиеся на основе прессованной древесины торцового гнущья (ПССД) взамен подшипников качения и скольжения как отечественных, так и импортных /3, 4/. Величина оптимального зазора для ПССД зависит от комплекса специфических особенностей совместного поведения древесного вкладыша и вала.

Целью настоящей работы является теоретическое обоснование и экспериментальное определение оптимальных зазоров подшипников скольжения самосмазывающихся на основе древесины торцового гнущья и прессования.

Теоретическое обоснование. При определении зазора между валом и металлическим подшипником скольжения учитывается тепловое расширение вала и подшипника, шероховатость контактных поверхностей, условия смазки и охлаждения /2/. При определении зазора для ПСС полученных торцовым гнущьем древесных карточек во втулку и одновременным их прессованием должны учитываться природные свойства древесины как в растущем, так и в срубленном состоянии – ее гигроскопичность (влаго-поглощение) в зависимости от влажности и температуры окружающей среды (рисунок 1), обуславливающие изменение ее размеров (усушку, разбухание), которое составляет 3 – 6 % в радиальном направлении, 6 – 12 % - в тангенциальном и 0,2 – 0,3 % вдоль волокон /5, 6/.

Рисунок. Влапопоглощение древесины в зависимости от влажности W и температуры окружающей среды T



коэффициент линейного расширения древесины вдоль волокон незначителен и составляет $3 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{C}$ [7]. На изменения зазора значительное влияние оказывает разбухание вкладыша в зависимости от колебания влажности окружающей среды. При изменении содержания гигроскопической влаги от 0 до 30% разбухание вдоль волокон составляет 0,1 – 0,3 % [5]. Тогда, по толщине подшипника вдоль волокон при максимальном содержании гигроскопической влаги величина изменения размеров составляет:

$$U_{II} = 0,001t \dots 0,003t$$

Где t – толщина карточки. А по диаметру это составляет

$$U_{II} = 2 (0,001t \dots 0,003t).$$

При работе вследствие генерируемого тепла в контактной зоне произойдет усушка по величине, равной разбуханию U_{II} , т.е. настолько и увеличится зазор.

Учет шероховатости на величину зазора обусловлен следующим. При установившемся режиме эксплуатации ПСС работают без износа при условии, когда микронеровности цапфы и вкладыша не зацепляются. Если имеет место единичных микронеровностей, то происходит заметный нагрев и износ ПСС.

Поэтому толщина граничного смазочного слоя h , сформированного в процессе приработки должна быть больше, чем сумма высот микронеровностей цапфы R_{z1} и вкладыша R_{z2} . При определении $h_{\text{мин}}$ необходимо вводить коэффициент безопасности $K > 2$, который учитывает неизбежные погрешности изготовления, сборки и упругие деформации [2].

$$h_{\text{мин}} = K (2R_{z1} + 2R_{z2}).$$

При обработки цапфы валов шероховатость составляет $R_z = 1,6 \dots 6,3$ мкм, при шлифовании до $R_z = 0,4 \dots 3,2$ мкм. Рабочие поверхности вкладышей обрабатывают протягиванием или развертыванием, при этом шероховатость составляет $R_z = 1,6 \dots 10$ мкм. При обработке рабочих поверхностей вала шероховатостью и подшипника (древесной втулки) $R_{z1} = R_{z2} = 5$ мкм. Минимальный зазор с учетом только шероховатости составит: $h_{\text{мин}} = 2R_{z1} + 2R_{z2} = 40$ мкм.

С учетом усушки и разбухания древесного вкладыша U_{II} , расширения вала от температурных колебаний узла трения h_t , шероховатости контактных поверхностей $h_{\text{мин}}$, взаимосвязанной с толщиной образования граничного смазочного слоя в процессе трения зазор составит

$$S = U_{II} + h_{\text{мин}} + h_t = [2(0,0012t \dots 0,003t) + K (2R_{z1} + 2R_{z2}) + d \alpha] \varphi.$$

Где α - коэффициент расширения вала, φ - коэффициент, учитывающий размеры подшипника (его внутренний диаметр).

Теоретически определено, что при колебании температуры от +20 до +100 °C и влажности до полного насыщения древесного волокна влагой зазор для подшипников диаметром 10 ... 150 мм находится в пределах 0,08...0,3 мм.

При работе ПСС зазор постоянно изменяется вследствие усыхания, вызванного генерируемым в контактной зоне теплом при трении, и разбухания, обусловленного влагопоглощением из окружающей среды при остановках [5].

Изменение зазора от расширения древесного вкладыша при температурных колебаниях узла трения не учитываются, т.к. коэф-

Экспериментальные исследования. Для испытаний были представлены ПСС с различными внутренними диаметрами 10 ... 150 мм с толщиной вкладыша 7...30 мм, которые наполнялись маслом МС-20, загущенным полимерными присадками. Вал изготавливался из стали Ст 45 и термообработывался до HRC 40-50. Шероховатость поверхности трения вала соответствовала $R_z = 3,2...6,3$ мкм. Испытания подшипников проводились в режиме самосмазки в интервале скоростей скольжения от 0,1 до 1,5 м/с; нагружение проводилось ступенчато с 1,0 до 12,5 МПа. Увеличение нагрузки прекращалось при достижении температуры узла трения в пределах 90 – 100 °С, которая является критерием работоспособности подшипников. При экспериментальном определении зазоров учитывались следующие факторы: расширение диаметра вала от температуры; изменение толщины вкладыша вдоль волокон при полном насыщении волокон влагой; шероховатость поверхностей, перекрываемая толщиной граничного смазочного слоя, образованного при трении.

В таблице приведены расчетные значения предельных величин изменения зазора в зависимости от влагопоглощения и шероховатости контактных поверхностей.

При определении оптимального зазора необходимо учитывать, что несущая способность подшипника уменьшается с увеличением зазора, при этом увеличивается момент трения и теплообразование в подшипнике. При оптимальных зазорах для ПСС угол охвата не должен превышать 90°. Оптимальные зазоры компенсируют температурные деформации подшипника и вала, а также изменения размеров подшипника при влагопоглощении и обеспечивают циркуляцию воздуха, который является теплоотводящей средой генерируемого в контактной зоне тепла. В диапазоне установленных зазоров коэффициент трения наименьший и изменяется незначительно, а нагрузочная способность – наибольшая. Относительный зазор выбирают тем больше, чем больше частота вращения и отношение l/d (длины подшипника к его диаметру), чем меньше давление и чем тверже материал вкладыша.

Таблица - Расчетные значения изменения толщины древесной втулки в зависимости от влагопоглощения и шероховатости контактных поверхностей и влияние их на величину зазора ПСС

Диаметр взаимозаменяемого подшипника d , мм	Толщина древесной втулки t , мм	Разбухание (усушка) по толщине (вдоль волокон) втулки $У_{II}$, мм	Разбухание по диаметру при полном влагопоглощении $2У_{II}$, мм	Высота микронеровностей по диаметру h , мкм	Зазор при изменении влажности на 30 % с учетом шероховатости, мм	Изменение диаметра при влагопоглощении втулкой $W = 15\%$ мм	Зазор с учетом шероховатости при изменении влажности W на 15 %, мм
10 – 20	7	0,007 – 0,021	0,014 – 0,042	40 (0,04мм)	0,044 – 0,082	0,007 – 0,021	0,047 – 0,061
25 – 30	10	0,010 – 0,030	0,02 – 0,06		0,060 – 0,100	0,010 – 0,030	0,050 – 0,070
35 – 40	15	0,015 – 0,045	0,03 – 0,09		0,070 – 0,130	0,015 – 0,045	0,045 – 0,085
45 – 50	20	0,020 – 0,060	0,04 – 0,12		0,080 – 0,160	0,020 – 0,060	0,060 – 0,100
55 – 60	25	0,025 – 0,075	0,05 – 0,14		0,090 – 0,190	0,025 – 0,075	0,065 – 0,115
65 – 75	30	0,030 – 0,090	0,06 – 0,18		0,100 – 0,220	0,030 – 0,090	0,070 – 0,130
90 – 95	35	0,035 – 0,105	0,07 – 0,21		0,110 – 0,250	0,035 – 0,105	0,075 – 0,145
80, 85, 100	40	0,040 – 0,120	0,08 – 0,24		0,120 – 0,280	0,040 – 0,120	0,080 – 0,160

В результате лабораторных и производственных испытаний ПСС из прессованной древесины торцового гнупья установлено, что оптимальная величина зазора для ПСС должна быть увеличена на 20 – 30 % от расчетного и составляет

$$S = (0,004 \dots 0,006) d.$$

При зазорах меньших $0,004 d$, затруднено удаление из контактной зоны продуктов износа, которые препятствуют поступлению смазки из микрополостей древесины и формированию ориентированных граничных слоев смазки. При зазорах больших $0,006 d$, уменьшается угол охвата вала подшипником, а, следовательно и площадь контакта, что приводит к увеличению давления, которое может достигнуть критической величины, превышающей предел упругости подшипникового материала, вследствие чего в последнем на контактной поверхности возникают микротрещины, переходящие в глубинные, происходит деформирование материала, сопровождающееся интенсивным износом, резким ростом коэффициента трения и температуры. С увеличением зазора снижается точность взаимного расположения осей подшипника и вала, появляется вибрационная неустойчивость, и опоры выходят из строя.

Первоначально, когда не были определены оптимальные зазоры и ПСС устанавливались на испытания с зазорами, близкими к зазорам металлических подшипников, в течение непродолжительного времени наблюдался нагрев узлов трения свыше 120°C , что приводило к деструкции контактной поверхности ПСС. выходу из строя узла трения в течение 5 – 7 дней. Установление оптимальных зазоров позволило широко применять самосмазывающиеся подшипники скольжения торцового гнупья в различных узлах трения, работающих в режиме самосмазки при скоростях скольжения до 1,5 м/с и давлениях до 12,5 МПа.

Заключение. Оптимальные зазоры между цапфой вала и ПСС обеспечивает хорошую прирабатываемость; при установившемся режиме работы высокую износостойкость и долговечность узлов трения, при этом заклинивание и заедание валов с ПСС исключено.

Литература. 1. Андреев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 2.- М.:Машиностроение, 1980. – 560 с. 2. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с. 3. Патент РБ № 2488 МПК F 16 C 33/18. Способ изготовления подшипников скольжения. Врублевская В.И., Невзорова А.Б., Врублевский В.Б. 4. Врублевская В.И., Невзорова А.Б., Врублевский В.Б. Подшипники скольжения самосмазывающиеся. Технические условия ТУ РБ 01116532.001-97. 5. Белый В.А., Врублевская В.И., Купчинов Б.И. Древесно-полимерные конструкционные материалы и изделия. Мн.:Наука и техника. (1980) 6. Перельгин Л.М., Уголев Б.И. Древесиноведение. М.: Лесная промышленность, 1971. – 286 с. 7. Хухрянский П.Н. Прессование и гнупье древесины. М.: Лесная промышленность, 1951.

Таблица - Расчетные значения предельных величин изменения зазора в зависимости от влагопоглощения и шероховатости контактной поверхностей.

Диаметр взаимозаменяемого подшипника d , мм	Толщина древесной втулки t , мм	Разбухание (усушка) по толщине (вдоль волокон) втулки $У_{II}$	Разбухание по диаметру при полном влагопоглощении $2У_{II}$	Высота микронеровностей по диаметру $S_1 = 2h_{мин}$, мкм	Зазор при изменении влажности на 30 % с учетом шероховатости	Изменение диаметра при влагопоглощении втулкой $W = 15\%$	Зазор с учетом шероховатости при изменении влажности на 15 %
10 – 20	7	0,007 – 0,021	0,014 – 0,042	40 0,04 мм или 40 мкм	0,044 – 0,082	0,007 – 0,021	0,047 – 0,061
25 – 30	10	0,010 – 0,030	0,02 – 0,06		0,060 – 0,100	0,010 – 0,030	0,050 – 0,070
35 – 40	15	0,015 – 0,045	0,03 – 0,09		0,070 – 0,130	0,015 – 0,045	0,045 – 0,085
45 – 50	20	0,020 – 0,060	0,04 – 0,12		0,080 – 0,160	0,020 – 0,060	0,060 – 0,100
55 – 60	25	0,025 – 0,075	0,05 – 0,14		0,090 – 0,190	0,025 – 0,075	0,065 – 0,115
65 – 75	30	0,030 – 0,090	0,06 – 0,18		0,100 – 0,220	0,030 – 0,090	0,070 – 0,130
90 – 95	35	0,035 – 0,105	0,07 – 0,21		0,110 – 0,250	0,035 – 0,105	0,075 – 0,145
80, 85, 100	40	0,040 – 0,120	0,08 – 0,24		0,120 – 0,280	0,040 – 0,120	0,080 – 0,160

УДК 631.353

А.А Калина

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ КОРМОУБОРОЧНОГО КОМПЛЕКСА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Эффективность кормоуборочного комплекса определяется:

- приспособленностью комбайна выполнять максимально возможное количество специфических технологических операций, т.е. возможностью работы с набором адаптеров, обеспечивающих нормальное протекание различных техпроцессов, несмотря на разнообразие типа культур, их физико-механических свойств, способов их уборки и заготовки;

- рациональной организацией каждого техпроцесса, т.е. возможностью получить большую производительность при меньших энергозатратах, которая в свою очередь характеризуется: секундной производительностью (пропускной способностью) на типовых технологических режимах при стандартных параметрах и удельной энергоемкостью (расходом топлива) на заготовление 1 т массы по типовой технологии;

- показателями надежности техники (при удовлетворении двух вышеуказанных условий), такими как коэффициент готовности, сменная производительность и т.д.

Функциональную основу кормоуборочного комплекса составляет взаимодействие питающе-измельчающего аппарата и адаптеров. Согласование их работы оказывает

влияние на устойчивость технологического процесса и величину его параметров, следовательно, на эффективность работы кормоуборочного комплекса.

Адаптер непосредственно взаимодействует с внешней средой, подает материал в питающе-измельчающий аппарат комбайна для последующей обработки и, тем самым, влияет на формирование входных параметров техпроцесса. Режимы работы агрегатов адаптеров определяются линейной скоростью комбайна, видом работы и культуры, урожайностью и способом первичного формирования потока растительной массы. Скорость подачи массы в питающий аппарат оказывает на техпроцесс адаптера косвенное воздействие. Поэтому с точки зрения выполнения того или иного способа кинематической связи приводимых агрегатов адаптеров с ВОМ энергосредства необходимые частоты вращения определяются, в первую очередь, условиями работы и типом режущих (сегментные, ротационные, роторные, универсальные) или подбирающих органов.

Одной из основных характеристик питающе-измельчающих аппаратов является степень измельчения растительной массы, которая регулируется практически у всех известных конструкций комбайнов изменением линейной скорости валцов и изменением числа ножей измельчителя.

Поэтому, чем шире диапазон регулирования скоростей питающего аппарата, тем шире возможность подобрать для соответствующей технологии заготовки кормов степень измельчения переключением передач коробки (без дополнительной операции по изменению числа ножей измельчителя).

Входные функции питающе-измельчающего аппарата: захват и подпрессовка подаваемой адаптером массы и кинематические режимы привода агрегатов жестко связаны со степенью измельчения.

Повышение эффективности работы самого питающего аппарата – достижение сочетания устойчивой длины резки и отсутствия забивания при максимальной производительности с минимальной энергоемкостью прохождения по питающему аппарату массы, ее уплотнением и подачей под ножи измельчителя в физико-механическом состоянии, рациональном с точки зрения процесса резания – достигается оптимизацией конструктивных параметров агрегата.

Таким образом, при рассмотрении условно изолированных технологических агрегатов видно, что технологические процессы каждого из них оптимизируются по различным критериям. Возникает известная задача согласования скорости движения потока массы, подаваемого адаптером к окну питающего аппарата, со скоростью захвата массы валцами.

В простейшем виде такое согласование рекомендуется выполнять по условию ([10], с.81,100,131):

$$V_k \leq k_1 V_{TP} \leq k_2 V_{ПА}, \quad (1)$$

где V_k - скорость комбайна;

k_1, k_2 - коэффициенты пропорциональности;

V_{TP} - скорость транспортирующих органов адаптеров;

$V_{ПА}$ - линейная скорость валцов питающего аппарата.

С точки зрения режимов кинематической связи агрегатов данная зависимость характеризует пропорциональный (синхронный) привод.

Однако комбайн, работающий по вышеуказанному условию, не всегда удовлетворяет критериям эффективности или даже работоспособен.

Рассмотрим два граничных случая.

По техпроцессу требуется малая длина резки для дробления убираемой массы с зерном ($L \leq 5$ мм). При $L > 5$ мм вероятность измельчения зерна мала и такой корм плохо усваивается и переваривается скотом, что отрицательно сказывается на приросте живой массы [11]. При малой длине резки $V_{ПА} \approx 0,8 \dots 1$ м/с и если выполняется условие $V_{ПА} > V_K$, машина имеет низкую производительность.

Комбайн агрегируется с адаптером-косилкой, имеющей сегментный режущий аппарат возвратно-поступательного движения. Его работоспособность определяется преимущественно скоростями резания [10]. Поэтому при синхронной связи агрегатов на малых длинах резки выполнение условия (1) приводит к замене процесса резания растительной массы смятием и разрывом волокон последней. Адаптер оказывается неработоспособным.

Адаптер с сегментным режущим аппаратом является традиционным и, как правило, входит в комплект каждого кормоуборочного комбайна.

Необходимость обеспечения работоспособности такого варианта кормоуборочного комплекса привела к техническим решениям, известным по [1, 2, 3, 4, 5, 6, 8] и реально выпускаемой технике ([7], с. 262), где питающий аппарат и адаптер кинематически независимы, причем привод последнего нерегулируемый с постоянным, достаточно высоким числом оборотов.

В этом случае кормоуборочный комбайн работает в технологических режимах по соотношению:

$$\begin{cases} V_{рез} = kn_{ном} \geq \frac{V_k d}{S_k \cos \alpha}, \\ V_{ПА} = f(L), \end{cases} \quad (2)$$

где $V_{рез}$ - средняя скорость резания;

V_k - скорость комбайна;

$V_{ПА}$ - линейная скорость вальцов питающего аппарата;

d - диаметр стебля;

S_k - путь, пройденный комбайном за время перерезания стебля;

α - угол наклона лезвия сегмента к направлению движения комбайна;

L - установочная длина резки.

В настоящее время сохраняется тенденция к расширению различных типов адаптеров в наборе кормоуборочного комплекса. Существуют адаптеры, рабочие органы которых имеют многофункциональное назначение: наряду с резанием и захватом массы осуществляют формирование сильно суженного потока растений с ориентированным расположением стеблей [9].

Для таких жаток кинематические режимы работы, определяющие наилучшее согласование с питающим аппаратом, описываются зависимостью (2). Однако при синхронной кинематической связи агрегатов, как описано выше, не обеспечивается достаточная производительность комбайна.

Кинематический режим связи рабочих органов с нерегулируемым приводом адаптера типа барабанной жатки с ротационным режущим аппаратом на мелкой длине резки не обеспечивает нормального протекания технологического процесса. Ориентированный поток массы, выходящий из узкой горловины барабанной жатки с высокой линейной скоростью (2...3 м/с), не успевает захватываться медленно вращающимися

вальцами и сгруживается у приемного окна питающего аппарата. В этом случае разница линейных скоростей крайне велика, и это различие при описываемом типе кинематической связи неустранимо, т.к. отношение линейных скоростей массы в жатке и питающем аппарате изменяется на величину диапазона коробки питающего аппарата до 4...6 раз.

Таким образом, остается актуальной проблема создания привода рабочих органов кормоуборочного комбайна, обеспечивающего эффективную работу последнего с широким шлейфом адаптеров, не ограничивая ее по используемым технологическим режимам, по набору адаптеров и технологических операций. Сотрудниками БГПА предлагается конструктивное решение привода рабочих органов кормоуборочного комбайна, позволяющее повысить эффективность работы комплекса за счет улучшения согласования технологического процесса адаптеров и питающего аппарата вследствие раздельного регулирования приводом кинематических режимов работы агрегатов (возможны два варианта: синхронный и параллельный приводы).

Литература. 1. А.с. 818538 СССР, МКИ А01Д 43/08. Самоходный кормоуборочный комбайн./ Г.Д. Чернышев, В.В. Зеленев, Л.А. Нарычев и др. 2. А.с. 1175742 СССР, МКИ В60К 17/10. Редуктор с гидроуправляемой муфтой./ А.Т. Скойбеда, Г.А. Трофимук, Н.К. Ничипорчик и др. 3. А.с.1205813 СССР, МКИ А01Д 69/00. Привод адаптеров кормоуборочного комбайна./ А.Т. Скойбеда, Г.А. Трофимук, А.А. Боталенко и др.4. А.с. 1230528 СССР, МКИ А01Д 69/00. Привод питающе-измельчающего аппарата кормоуборочного комбайна./ А.Т. Скойбеда, Ю.В. Новиков, А.А. Боталенко и др. 5. А.с. 1523099 СССР, МКИ А01Д 69/00, 43/08. Привод питающе-измельчающего аппарата кормоуборочного комбайна./ А.Т. Скойбеда, А.А. Зенькович, И.В. Можаров и др. 6. А.с. 1524840 СССР, МКИ А01Д 69/00. Привод питающе-измельчающего аппарата кормоуборочного комбайна./ А.Т. Скойбеда, А.А. Зенькович, Л.Н. Буймов и др. 7. Комбайн самоходный кормоуборочный КСК-100. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Минск: Польшья. 1985. 8. Пат 3722367 ФРГ МКИ А01Д 75/18. 9. Пат 4594842 США МКИ А01Д 45/02. 10. Резник Е.Н. Кормоуборочные комбайны. - М: Машиностроение. 1980. 11. Скойбеда А.Т., Калина А.А. Технический уровень и типаж комбайнов для заготовки зеленых кормов: Обзорная информация. – Минск: БелНИИ-ТИ. 1990.

УДК 621.01.001

В.В. Кудин, М.В. Кудин

ВОПРОСЫ ДИНАМИКИ СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРИ НАЛИЧИИ ТРЕНИЯ

*Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь*

Улучшение качества машин, повышение их надежности, долговечности связано с совершенствованием конструирования механизмов и их методов расчета.

Особенностью статически определимых механизмов является то, что, при наличии резервных подвижностей в кинематических парах, сохраняют высокую работоспособность при значительных погрешностях изготовления и монтажа звеньев механизмов.

Расширение допусков на изготовление и монтаж требует дополнительных динамических исследований движений самоустанавливаемости как с учетом геометрии механизма, так и трения в кинематических парах.

В связи с такой постановкой предлагается методика определения динамических характеристик механизма с учетом трения пространственных кинематических цепей. Анализ трения в кинематических парах показал, что следует учесть распределение давления по поверхности соприкосновения. Так в цилиндрической паре с линейным контактом нормальное давление близко к эллипсоидальному закону [1]

$$p_i = p_{\max} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_{ij}^2}}, \quad (1)$$

где x - текущая координата;
 b_{ij} - половина длины контактной линии;
 p_{\max} - максимальное давление на длине $2b_{ij}$.

В сферической паре нормальное давление распределяется по закону полусферы, радиус которой [2]

$$r_i = 0,872 \cdot R \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{\delta} \left(\frac{1}{E_i} + \frac{1}{E_j} \right)}, \quad (2)$$

где δ - величина зазора в кинематической паре.
 Тогда давление в произвольной точке пятна контакта равно

$$p_i = p_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{R}{r_i} \right)^2 \sin^2 \alpha}, \quad (3)$$

где α - угол между нормальными в точках А и С.
 Элементарные силы инерции в произвольной точке контакта будут равны:
 - цилиндрическая пара

$$dF_{ij} = f_{ij} p_{\max} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_{ij}^2}} dx; \quad (4)$$

- сферическая пара

$$dF_{ij} = f_{ij} p_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{R}{r_i} \right)^2 \sin^2 \alpha} R^2 \cdot \sin \alpha \cdot d\alpha d\varphi. \quad (4')$$

Вектора сил трения dF_{ij} будет направлен в противоположную сторону вектору относительной скорости скольжения.

Интегрируя выражения (4), (4') с учетом нормальной реакции взаимодействия элементов определяем главный вектор и главный момент реакции взаимодействия элементов пары, которые изображаются компонентами матриц P_{ij} и M_{ij} . Так для цилиндрической пары эти компоненты равны

$$F_{ij} = \begin{Bmatrix} F_{ij}^x \\ F_{ij}^y \\ F_{ij}^z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\pi}{2} f_{ij} \cdot \frac{V_{ij}^n}{V_{ij}} \cdot p_{\max} \cdot b_{ij} \\ \frac{\pi}{2} f_{ij} \cdot \frac{V_{ij}^e}{V_{ij}} \cdot p_{\max} \cdot b_{ij} \\ \frac{\pi}{2} f_{ij} \cdot p_{\max} \cdot b_{ij} \end{Bmatrix}, \quad (5)$$

$$M_{ij} = \begin{Bmatrix} M_{ij}^x \\ M_{ij}^y \\ M_{ij}^z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\pi}{2} f_{ij} \cdot \frac{V_{ij}^e}{V_{ij}} \cdot p_{\max} \cdot r_{ij} \cdot b_{ij} \\ \frac{\pi}{2} f_{ij} \cdot \frac{V_{ij}^n}{V_{ij}} \cdot p_{\max} \cdot r_{ij} \cdot b_{ij} \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (5')$$

Матрицы главного вектора и главного момента реакций кинематических пар используются в матричных уравнениях равновесия кинематических цепей [3]

$$\left. \begin{aligned} QW_1 + V_1 &= 0 \\ QW_2 + V_2 &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

где Q - матрица неизвестных параметров реакций кинематических пар;
 W_1, W_2 - матрицы, элементами которых являются коэффициенты при неизвестных;
 V_1, V_2 - матрицы, элементами которых являются свободные члены системы.

Однако решение системы (6) возможно только численными методами с применением ПЭВМ.

Для исследования движения самоустанавливаемой "почти" плоских механизмов возможно использование упрощенных методов. Так для группы $\overline{IV} \overline{III} \overline{IV}$, состоящей из двух звеньев, двух цилиндрических и одной сферической пар сделаем два допущения: 1) примем, что компоненты матрицы M_{32} известны; 2) составляющая X_{43} главного вектора P_{43} равна $X_{43} = f_{43} \cdot P_{43}^o$, где P_{43}^o - нормальная составляющая реакций определенная при силовом расчете без учета трения. Тогда решая уравнения (6), для данной группы придем к системе двух уравнений

$$\left. \begin{aligned} D_1 - \frac{\pi}{2} q_{12} \left[\ell_{CD} \left(\cos \psi_{12} - f_{12} \frac{V_{12}^e}{V_{12}} \sin \psi_{12} \right) - f_{12} \frac{V_{12}^e}{V_{12}} r_{12} \right] &= 0 \\ D_2 - \frac{\pi}{2} q_{12} \left[a_{11} f_{11} \frac{V_{12}^n}{V_{12}} + \left(a_{31} + a_{21} f_{12} \frac{V_{12}^e}{V_{12}} \right) \cos \psi_{12} + \left(a_{21} - a_{31} f_{12} \frac{V_{12}^e}{V_{12}} \right) \sin \psi_{12} \right] &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

где r_{12} - радиус цапфы цилиндрической пары;

$$q_{12} = p_{\max} b_{12};$$

$$D_1 = M_{2x} + M_{32}^{x1} - p_{2z} \ell_{CD};$$

$$D_2 = p_{3x} + x_{43} + a_{11} p_{2x} + a_{21} p_{2y} + a_{31} p_{2z}$$

Решая систему (7) определяем ψ_{12} и q_{12} , а затем и все компоненты матриц главных векторов реакций кинематических пар группы.

Предназначенная методика позволяет исследовать движение самоустанавливающейся в кинематических парах с учетом трения, а так же распространить ее на пространственные рычажные механизмы.

Литература. 1. Галин Я.А. Контактные задачи теории упругости. : - М.: ГТТИ, 1953. – с.23-24. 2. Дементьев Х.Н. Исследование трения в сферических парах // Сборник трудов РИИЖТа -. 1964 №49. 3. Теория механизмов и машин: Учеб. Для вузов / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. Шк., 1987.- 496 с.

УДК 629.03+629.11.073

А.Т. Скойбеда, И.М. Комяк, Д.А. Грамович, О.И. Писарук

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВИЖИТЕЛЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Основными показателями работы любого движителя являются: наибольшая экономичность расходования подведенной к нему энергии в наиболее типичных, характерных условиях работы и максимальная продольная сила при движении в экстремально плохих условиях. Очевидно, что совершенствование движителей должно вестись, прежде всего, в направлении улучшения именно этих показателей.

Таких направлений несколько и целесообразность их обусловлена закономерностями взаимодействия движителя с грунтом. Если рассматривать зависимость тягового усилия T от механических параметров грунта и характеристик машины, то в наиболее общем виде ее можно представить следующим выражением:

$$T = A c y_1 + N \varphi_0 y_2 ; \quad (1)$$

где A - площадь поверхности, по которой происходит сдвиг грунта; c - внутреннее сцепление грунта; N - нормальная суммарная нагрузка на поверхность сдвига грунта; φ_0 - коэффициент внутреннего трения грунта; y_1 и y_2 - передаточные функции.

В уравнении (1) параметры грунта c и φ_0 в первом приближении можно считать константами. Функции y_1 и y_2 определяют соответственно эффективность использования фрикционных сил и сил сцепления с грунтом, значения их находятся в пределах от 0 до 1. Таким образом, величина тягового усилия или продольной силы движителя T зависит от переменных факторов: A , N , y_1 , y_2 . Заметим, что с ростом значений указанных факторов возрастает и величина T . Этим и определяются направления повышения эффективности работы движителя, к которым можно отнести: увеличение площади поверхности, по которой в зоне контакта движителя с грунтом может происходить сдвиг грунта; увеличение суммарной нормальной нагрузки на поверхность, по которой может происходить сдвиг грунта в зоне контакта движителя с грунтом; увеличе-

ние коэффициента использования фрикционных сил и сил сцепления в зоне пятна контакта. Рассмотрим каждое из этих направлений.

Увеличение площади поверхности, по которой может происходить сдвиг грунта в зоне пятна контакта, в первую очередь, обуславливается соответствующим увеличением площади пятна контакта. Достигается это различными путями: увеличением геометрических размеров движителя, деформацией опорной части движителя, применением уширителей и т.д. Наибольшую эффективность этот прием может дать на связных грунтах, в меньшей степени - на фрикционных. Если на связных грунтах эффективность приема проявляется через увеличение первого члена уравнения (1), то на фрикционных - вследствие уменьшения просадки движителя в грунте и соответственно лучшей организации элементарных сил в зоне контакта - через величину U_2 . Этот прием в транспортной технике широко распространен, однако возможности его довольно ограничены в силу ряда конструктивных ограничений.

Увеличение нормальной нагрузки на поверхность сдвига грунта на первый взгляд кажется нереальным. Действительно, вес машины в конкретных условиях - величина постоянная. Однако при организации кинематики перемещения опорной части движителя относительно корпуса по дуге большого радиуса или даже радиуса бесконечной длины, т.е. поступательно, движитель взаимодействует с грунтом как отдельный грунтозацеп, смещая его массив. Массив этот имеет сложную форму, профиль которой определяется отрезком логарифмической спирали и прямой. Сдвиг грунта происходит по поверхности, характеризуемой указанным профилем. При этом вес массива грунта играет определяющую роль в формировании напряженного состояния в зоне сдвигов и соответственно реакции отпора движителю. Помимо увеличения нормальной реакции за счет веса массива сдвигаемого грунта в данном случае имеет место и увеличение поверхности сдвига грунта. Это способствует тому, что эффект возрастания тяги будет наблюдаться на любых грунтах, в том числе на чисто фрикционных и на чисто связных.

Недостатком является необходимость затрат энергии на внедрение элементов движителя в грунт на большую глубину.

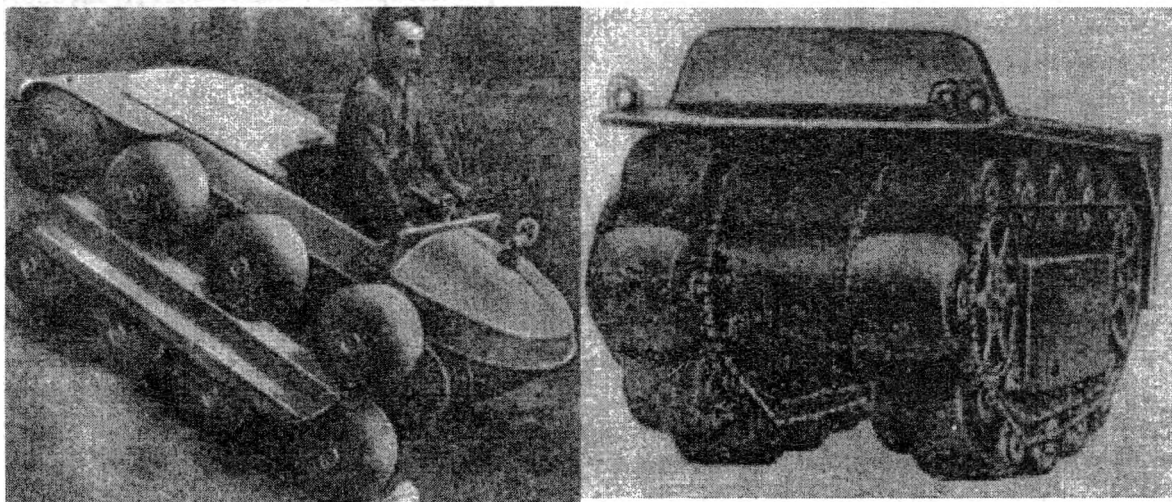


Рис. 1. Катково-гусеничный движитель типа «Аэрол».

Рассматриваемый прием использован при разработке комбинированного катково-гусеничного движителя типа «Аэрол» (рис. 1). Применение в данном движителе пневмокатков как подвижных звеньев позволило создать вездеход, который по проходимости на всех видах грунтов и снежной целине неограниченной глубины превзошел гусе-

ничные машины. Крепление пневматических элементов относительно тягового органа выполнено так, что они имеют возможность вращаться вокруг оси, проходящей через точки крепления, позволяющие вездеходу автоматически приспосабливаться к условиям движения на разных грунтах.

Особенность движителя состоит в том, что скорость транспортного средства зависит от типа грунта. При движении машины по твердому грунту корпус вездехода перемещается по пневмокаткам, как по роликам. Если вездеход попадает на вязкий грунт, где вращение пневмокатков относительно оси крепления затруднено, то пневмокаток будет являться как бы развитым траком гусеничной цепи. Скорость машины в этом случае будет равна скорости перематывания гусеницы. Возможна промежуточная стадия работы движителя, когда корпус катится по пневмокаткам с проскальзыванием.

Имеются две основные конструкции движителя:

- конструкция крупнозвенчатой цепи, на удлиненных пальцах и шарнирах которой консольно крепятся пневмокатки, свободно вращающиеся вокруг своей оси (разработана Д. Санном);

- конструкция, в которой пневмокатки крепятся с обеих сторон к тросам, привод осуществляется звездочками, имеющими желоб для троса и вырезы для концов осей (предложена Л. Кренделлом).

Для исследования движителя Кренделла в 1961 г. в США фирмой «Инресол-Каламазу» была создана экспериментальная тележка с движителем «Аэрол».

В Канаде изготовлен легкий вездеход с движителем «Аэрол», в котором пневмокатки укреплены консольно.

Увеличение коэффициента использования фрикционных сил и сил сцепления в зоне пятна контакта. Из условия равновесного состояния машины или движителя следует, что продольная сила движителя равна сумме проекций элементарных сил, действующих в зоне пятна контакта, на продольную ось машины

$$T = \sum_i t_i \cos \alpha_i ; \quad (2)$$

где t_i - элементарная сила, а α_i - угол подъема между вектором элементарной силы и продольной осью машины.

При этом если в направлении элементарной силы происходит деформация грунта, то на это необходимо затратить энергию, подводимую к движителю. Из этого следует, что если деформация элементарного объема грунта в зоне пятна контакта происходит в направлении, противоположном перемещению машины, то реакция отпора положительна. При попутной деформации - реакция отрицательная. Направление реакции отпора при деформации элементарных объемов грунта под каким-либо углом к продольной оси определяется величиной и знаком этого угла. Очевидно, чем больше элементарных участков будут иметь положительные реакции, и чем больше величины этих реакций на продольную ось, тем больше будет суммарная тяговая и продольная сила движителя.

С другой стороны, независимо от направления для деформации элементарных объемов грунта требуется затрата энергии. Энергия, затрачиваемая на деформацию объемов грунта в попутном и боковом направлениях, должна рассматриваться как энергия чистых потерь. В отличие от затрат на деформацию в противоположном перемещению машины направлении эти потери нельзя считать неизбежными и от них следует освобождаться. При конструировании движителя, особенно с эластичной опорной поверхностью, необходимо контролировать направления упругих деформаций и других видов перемещений всех элементов, находящихся в контакте с грунтом. Всякого рода

возвратно-поступательные или возвратно-вращательные движения элементов конструкции за период входа в контакт с грунтом и выхода из него говорят о наличии паразитных потерь в движителе, уменьшенной эффективности использования фрикционных и сцепных свойств грунта. Коэффициент сопротивления движению подобного движителя неизбежно будет иметь повышенные значения.

Рассматриваемый прием по улучшению использования фрикционных и сцепных свойств грунта использован в конструкциях металлоэластичных эллиптических колес.

Литература. 1. Revolutionary vehicle//Automotive industries, vol.125, 1961, №6. – p.53. 2. Liston R.A. Walking machine studies//The Military Engineer, 1967. – vol.59, №338, p.10. 3. Miatech K. Tacom. Tests concept to improve wheeled vehicle mobility//Army Research and Development Newsmagazine, 1970. – vol.11, №5, p.9. 4. Бескин И.А. Транспорт для бездорожья. М.: «Знание», 1971. – 48с. 5. Агейкин Л.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. М.: «Машиностроение», 1972. – 181с. 6. Новые виды транспорта и движения/Молярчук В.С., Мельник А.Д., Михайлов В.В. М.: «Транспорт», 1975. – 129с. 7. Романов А.И. Ноги для трактора//Изобретатель и рационализатор, 1982. – №3, с.7. 8. Движители. М.: «Знание», 1983. – 63с. 9. Тезисы докладов I-ой Всесоюзной конференции «Механика и управление движением шагающих машин», г. Волгоград, 1-3 июня 1988г., Волгоградский политехнический институт. – 121с.

УДК 629.11.073+(016.3)

А.Т. Скойбеда, И.М. Комяк, Д.А. Грамович, Д.А. Егоров

КОЛЕСНО-ШАГАЮЩИЙ ДВИЖИТЕЛЬ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В процессе разработки шагающего движителя для перспективных образцов самоходной сельскохозяйственной техники прорабатывались следующие варианты конструктивного исполнения шагающих колес:

- с кривошипно-шатунным механизмом и радиальным возвратно-поступательным движением штоков-ног в ступице;
- с кривошипно-кулисным механизмом и сложным качательным движением ног;
- с жестким шагающим колесом, устанавливаемым на активной подвеске или на кинематически связанном с колесом кривошипе, благодаря чему компенсировались вертикальные колебания оси колеса при шагании;
- с шарнирно закрепленными на ногах башмаками плоской формы, исключаящими прокат по опорной поверхности.

Опыт, накопленный в процессе разработки и исследования модельных образцов перечисленных выше конструкций, позволил предложить, а затем и реализовать схему шагающего движителя, в которой перенос отработавших опорных башмаков осуществлен с помощью сложно-вращательного движения двух взаимно перпендикулярных ног, складывающегося из плоскопараллельного движения каждой ноги на двух кривошипах относительно ступицы и вращения вместе со ступицей. Башмаки, закрепленные на обоих концах каждой ноги, имеют цилиндрическую форму опорной поверхности, благодаря чему они, участвуя во вращении вместе со ступицей, перекатываются по грунту

в процессе контакта с ним. Таким образом, в работе движителя органически сочетается принцип шагания (поочередный перенос башмаков вперед с отрывом их от опорной поверхности грунта) с принципом качения (прокат на каждом башмаке в процессе его контакта с опорой). Именно поэтому, а также вследствие вращательного характера движений переноса башмаков многократно повышена скорость движения (до 30 км/ч), а также снижены виброактивность и инерционные нагрузки движителя. Кроме того, благодаря вращательному движению привода, предложенный движитель может быть установлен взамен обычных колес на серийно выпускаемых машинах без существенных их переделок. Демонтируются только колесные редукторы, функции которых выполняют сами механизмы шагающих колес.

Указанное выше движение ног осуществлено с помощью размещенного в ступице планетарного зубчатого механизма, с сателлитами которого связаны параллельные кривошипные, образующие вместе с установленными на них ногами и ступицей два шарнирных параллелограмма. Эта конструктивная схема была предложена В.К. Ищениным – основателем данного направления исследований в БПИ–БНТУ.

Для данной схемы шагающего колеса была произведена оптимизация геометрических параметров звеньев с целью сведения к минимуму вертикальных колебаний оси колеса при шагании, в результате чего амплитуда этих колебаний не превышает 0.8% от расстояния между осью и опорной поверхностью грунта. Были также найдены устройства, устраняющие колебания линейной скорости оси движителя в процессе шага, такие, например, как кривошипно-кулисная муфта, встраиваемая в привод солнечного колеса, торсион и др.

Зубчатый планетарный механизм, задающий требуемое движение ног, одновременно может выполнять функции обычного бортового редуктора машины (конечной передачи), увеличивая в 4 раза подводимый к нему крутящий момент. В конструкции движителя отсутствуют пары трения, герметичная ступица снабжена внутри масляной ванной и выполняет функции корпуса и водила планетарного механизма, а все опоры движителя имеют подшипники качения, поэтому К.П.Д. привода шагающего колеса практически не отличается от К.П.Д. однорядного планетарного редуктора (97%) и шагающее колесо, подобно обычному, может работать как в ведущем, так и в ведомом режиме; схема движителя статически и динамически уравновешена без использования противовесов.

Были проработаны также различные варианты планетарного механизма как с редукцией вращения приводного вала, так и без нее. В конструкции движителя предусмотрена возможность увеличения длины ног путем раздвижения башмаков, что обеспечивает значительное (до 40%) увеличение шага и расстояния между осью вращения и опорной поверхностью грунта, т. е. «радиуса» колеса. Благодаря этому можно изменять наклон корпуса машины, увеличивать ее клиренс, а также бесступенчато регулировать скорость движения (если изменение длины ног гидрофицировать и управлять им из кабины водителя).

Итак, для начала рассмотрим колею обычного колеса (рис. 1). Под действием нагрузки на колесе почва и само колесо при движении деформируются, образуя колею глубиной h , на что затрачивается часть энергии двигателя. Длина колеи равна длине пути. Даже в случае применения широкопрофильных шин и пневмокотков объем деформированного слоя не изменяется, т.к. при уменьшении глубины увеличивается ширина колеи. После прохождения шагающего колеса сплошной колеи не образуется, на поверхностном слое почвы остаются лишь следы, общая длина которых в несколько раз меньше длины пути агрегата. Это отношение зависит лишь от радиуса шагания и длины опорной поверхности башмака. Однако, при определенных параметрах движения, отдельные следы имеют повышенную глубину из-за того, что в момент шага и пе-

реноса башмаков вся нагрузка передается на опорный башмак. Этого недостатка лишено шагающее колесо, оснащенное резино-тросовой гусеницей. В данном случае колея имеет сложную форму: неглубокий непрерывный след + отдельные следы в момент переноса веса машины на один башмак. В случае применения шагающего гусеничного хода существенно увеличивается проходимость агрегата, оборудованного такими движителями. Однако при этом уменьшается высота преодолеваемых одиночных препятствий (валунов, бревен и др.). Применение такого варианта шагающего движителя возможно на рыхлых и сильно заболоченных почвах, по которым обычное шагающее колесо, оборудованное пневмобашмаками, не имеет возможности передвигаться. В сравнении с обычной гусеничной схемой, шагающее колесо, оснащенное резино-тросовой гусеницей, имеет свои преимущества. Например, исключается повреждение верхнего слоя почвы во время весенней распутицы в условиях северного климата. Известно, что после прохождения по оттаявшей почве гусеничного вездехода, через некоторое время колея превращается в сплошной след-болото, в который стекаются окружающие поверхностные воды. Это происходит из-за того, что гусеница прорезает верхний, податливый слой и опирается на твердую мерзлоту.

При изготовлении колесно-шагающего движителя используется традиционная автотракторная технология, а его стоимость лишь незначительно превышает стоимость заменяемого комплекта «круглое колесо с балластным грузом + редуктор».

Для эффективного проектирования кинематики колесно-шагающего механизма была разработана его трехмерная компьютерная модель. Главными преимуществами компьютерного проектирования являются наглядность и высокая точность соответствия реального механизма его компьютерной модели. Для создания трехмерной компьютерной модели использовалось графическое приложение 3D Studio Max Release 3.1.

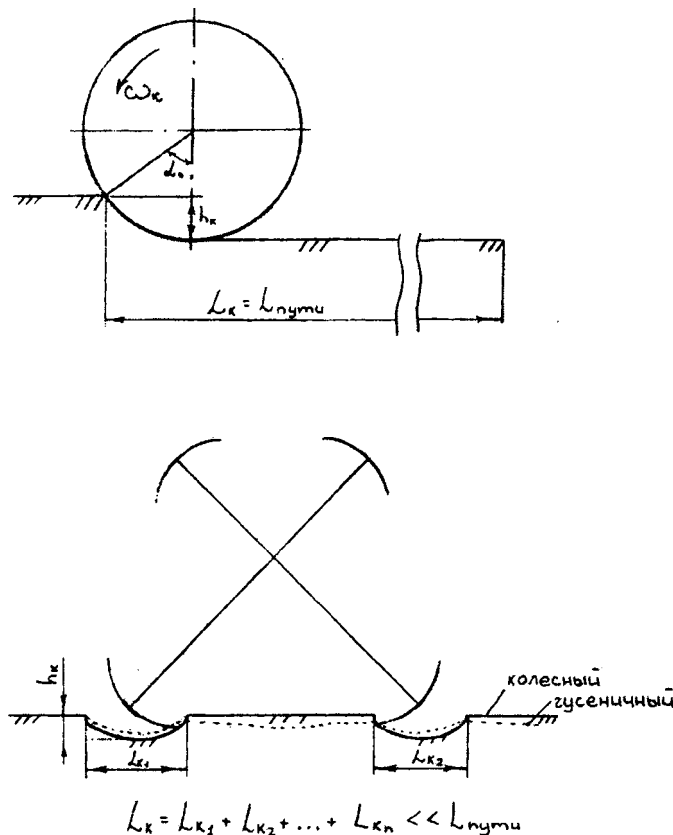


Рис. 1. Схема сравнения колеи обычного (вверху) и колесно-шагающего (внизу) движителя.

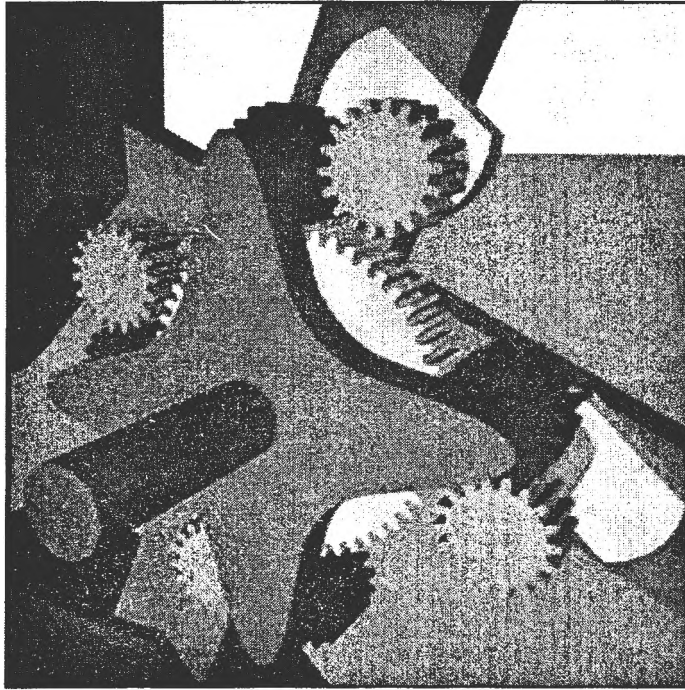


Рис. 2. Трехмерная компьютерная модель колесно-шагающего движителя.

В данной программе все объекты, то есть детали механизма, определяют свое положение по трем координатам в системе координат XYZ и ориентацию – по трем углам относительно осей координат. Роль времени в данном случае играет номер кадра. Зная закон движения деталей механизма, можно задать его компьютеру, получая в итоге полную реализацию кинематики (рис. 2). Разработанная модель позволяет отследить характер следов на грунте, наличие колебаний оси колеса, определить потенциал преодоления препятствий.

Смоделировано множество ситуаций работы колеса. Некоторые из них:

- движение по твердой опорной поверхности;
- движение по опорной поверхности с низкой несущей способностью;
- преодоление ступенчатых преград (лестничных маршей); высота ступеней выбирается произвольно, но возможно задание и строго определенной величины;
- преодоление линейно-расположенных дискретных преград (сооружений и конструкций с периодической структурой);
- преодоление хаотично расположенных дискретных преград (обломков, строительных сооружений, пней, бревен).

В процессе исследований определялись: характер следов движителя (модель позволяет визуально оценить расстояние между следами, их длину и др.); траектории движения крайних точек башмаков; влияние геометрии башмаков на вертикальные колебания оси движителя.

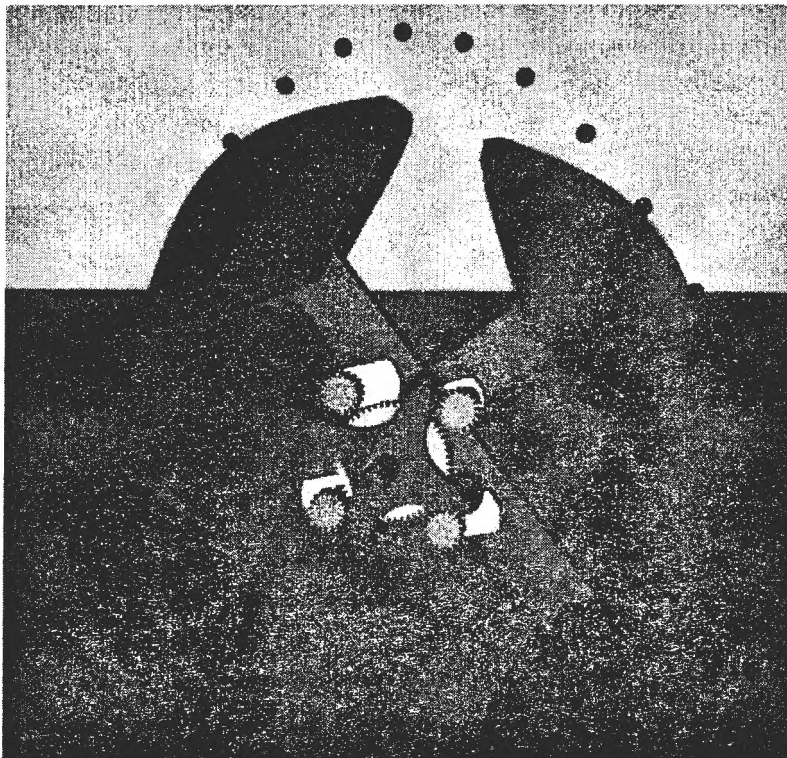


Рис. 3. Получение траектории движения точки с помощью компьютерной модели.

Результаты компьютерного моделирования подтвердили теоретические расчеты в отношении кинематики привода, его энергетических показателей, способности преодолевать препятствия.

Транспортные средства с разработанными двигателями могут использоваться как в сельском хозяйстве, так и на лесоразработках, при обследовании зараженных или труднодоступных территорий, в том числе и морского дна. Кроме того, такие ходовые системы найдут применение при создании транспортных средств для инвалидов и в других случаях.

Литература. 1. Агейкин Л.С. Вездеходные колесные и комбинированные двигатели. М.: «Машиностроение», 1972. – 181с. 2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. М.-Л.: «Машиностроение», 1966. – 307с. 3. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность-машина. М.: «Машиностроение», 1973. – 507с. 4. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель/Под. ред. А.А. Хачатурова, М.: «Машиностроение», 1976. – 534с. 5. Двигатели. М.: «Знание», 1983. – 63с. 6. Колесно-шагающий двигатель//Приоритет. – 1991. – №1. Осень – 1 [1], с.16-17. 7.Skoibeda A. T. «Space models of wheeled vehicles with non-holonomic constraints. Algorithmization of mathematical models for non-holonomic constrains system and nonlinear mechanics in the biaxial stress states of solid bodies.» Publishers of Bialystok Technical University, Bialystok, 1998. – p. 74 – 87.

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА УНИВЕРСАЛЬНОГО ЭНЕРГОСРЕДСТВА

*Гомельский государственный технический университет
Белорусский национальный технический университет
Гомель, Минск, Беларусь*

Агрегатирование универсального энергосредства (УЭС) с навесной машиной (НМ) осуществляется при помощи подъемно-навесного устройства (ПНУ) и в значительной степени определяется параметрами последнего. ПНУ это гидромеханическая система, состоящая из гидропривода (ГП) и механизма навески (МН), причем МН – его основной структурный компонент, определяющий характер взаимодействия УЭС с НМ. В энергетическом аспекте для ПНУ процесс перехода от рабочего режима к транспортному, сопровождающийся подъемом НМ, является наиболее ответственным.

Свойства МН исследуются на базе его плоского аналога, получаемого из пространственной модели проецированием характерных точек механизма (центров шарниров) на его продольную плоскость симметрии. В результате структурного анализа кинематическая цепь идентифицируется одноподвижным восьмизвенным механизмом, изменение обобщенной координаты которого (ΔS) однозначно связано с положением выходного звена (L_6), моделирующего НМ.

Масса и момент инерции НМ, агрегируемых с УЭС значительно превышают соответствующие характеристики рабочих орудий, агрегируемых с тракторами при сравнимых выходных параметрах ГП. Поэтому расчетная траектория подъема НМ может быть воспроизведена, только если обеспечены достаточные энергетические возможности гидропривода ПНУ. Динамический анализ ГП, связанного с навесной машиной через МН, дает возможность определить закон движения поршня гидроцилиндра (ГЦ)

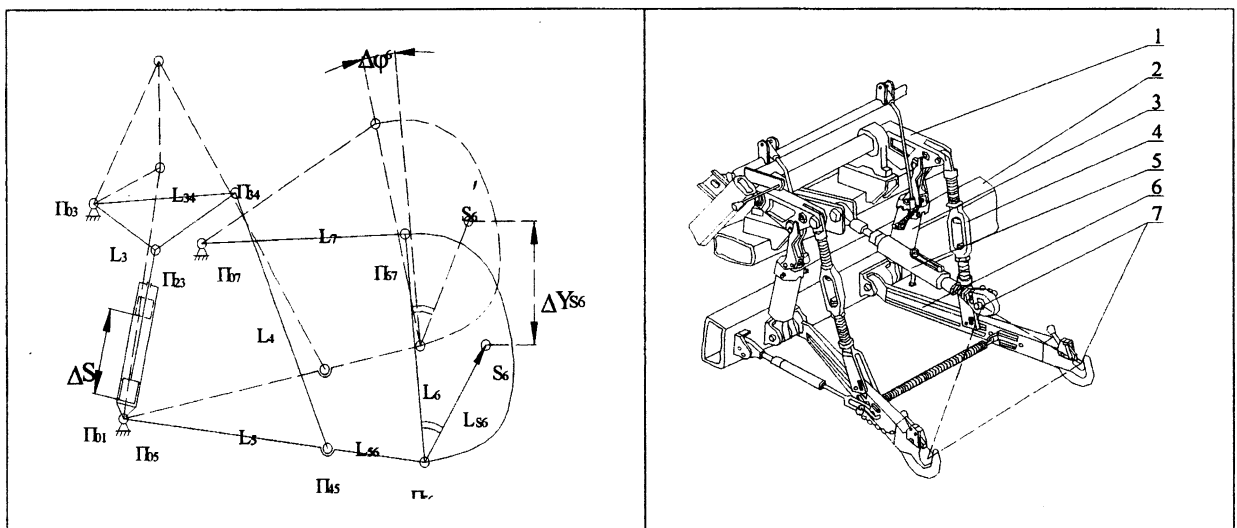


Рисунок 1 Механизм навески энергосредства «Полесье» и его плоский аналог.

1 – поворотный рычаг; 2 – рама энергосредства; 3 – гидроцилиндр; 4 – раскос; 5 – верхняя (центральная) тяга; 6 – нижняя тяга; 7 – шарниры присоединительного треугольника.

$S(t) = f(S_0, \dot{S}, \ddot{S}, t)$, а также изменение давления у гидронасоса - $p_1(t)$ и гидроцилиндра - $p_2(t)$. Для решения задачи используется система нелинейных дифференциальных уравнений, объединяющая расход жидкости, потери давления в гидроприводе и движение поршня гидроцилиндра], нагруженного со стороны МН [3]. Навесная машина выполняет плоское движение, что учитывается в динамическом анализе ПНУ и требует более детального анализа кинематики МН по сравнению с известной методикой [1]. Для этого используются полученные для данной схемы МН выражения кинематических передаточных функций [2], позволяющие определить полезную нагрузку $F(S)$ и приведенную массу $m(S)$ на штоке ГЦ:

$$I(S) = \varphi'_3 \cdot U_{53} \cdot [L_{56} \cdot \cos \varphi_5 + U_{65} \cdot L_{56} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{S6})] \quad (1)$$

$$I_V(S) = \varphi'_5(S) \cdot [L_{56}^2 + U_{65}^2(S) \cdot L_{56}^2 + 2 \cdot U_{65}(S) \cdot L_{56} \cdot L_{S6} \cdot \cos(\varphi_5(S) - \varphi_6(S) - \varphi_{S6})]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

$$\varphi'_6(S) = \varphi'_3(S) \cdot U_{63}(S) \quad (3)$$

где $\varphi'_3(S), \varphi'_5(S), \varphi'_6(S)$ - аналоги угловой скорости звеньев L_3, L_5, L_6 ; U_{53}, U_{65}, U_{63} - передаточные отношения, характеризующие соотношения угловых скоростей между звеньями МН.

Масса НМ и её производная по обобщенной координате, приведенные к штоку ГЦ, определяются на основе закона сохранения кинетической энергии без учета влияния звеньев МН, но с учетом момента инерции НМ - J_6 :

$$m(S) = m_6 \cdot I_V(S)^2 + J_6 \cdot \varphi'_6(S)^2 \quad (4)$$

$$m'(S) = 2 \cdot [m_6 \cdot I_V(S) \cdot I'_V(S) + J_6 \cdot \varphi'_6(S) \cdot \varphi''_6(S)], \quad (5)$$

где $I'_V(S), \varphi''_6(S)$ - аналоги линейного и углового ускорения навесной машины.

Величина полезной нагрузки на гц определяется по выражению:

$$F(S) = P_6 \cdot I(S)$$

Расчет приведенной к штоку гц силы трения выполнен, по методике предложенной в работе [5]:

$$F_{mp}^{np}(S) = F_{mpu} + r \cdot f_{mp} \cdot \left\{ \sum_{i=1}^7 R_{0i}(S) \cdot \varphi'_i(S) + \sum R_{ij}(S) \cdot [\varphi'_i(S) \pm \varphi'_{i+1}(S)] \right\}, \quad (6)$$

Где r - радиус шарниров; f_m - коэффициент трения; $R_{0i}(S), R_{ij}(S)$ - силы реакции соответственно в неподвижных и подвижных шарнирах; $\varphi'_i, \varphi'_{i+1}$ - аналоги угловых скоростей звеньев мн; F_{mpu} - сила трения манжет гц.

$$F_{mpu} = \pi \cdot D \cdot l \cdot f_c \cdot p_m,$$

Где D - диаметр поршня гц; l - ширина манжеты; f_c - коэффициент трения манжеты о гильзу гц; p_m - среднее давление в напорной полости гц.

Реакции в шарнирах мн рассчитываются по известной методике, но с учетом действия силы инерции со стороны нм, которая определяется по выражению:

$$P_{ин} = m_6 \cdot a_{S6} + J_6 \cdot \varepsilon_6, \quad (7)$$

Где a_{S6}, ε_6 - линейное и угловое ускорения навесной машины.

Потери давления в гидроприводе складываются из трех компонент:

$$\Delta p = \Delta p_{ин} + \Delta p_{mp} + \Delta p_m$$

Потери давления на трение рабочей жидкости о стенки магистрали [5] рассчитываются по выражению, исключаящему необходимость предварительного определения режима течения жидкости:

$$\Delta p_{mp} = 27.5 \cdot \frac{\rho \cdot v \cdot l}{f} \cdot v + 0.443 \cdot k \cdot \frac{\rho \cdot l}{\sqrt{f}} \cdot v^2 \quad (8)$$

Инерционные и местные потери давления принимаются соответственно пропорциональными ускорению и квадрату скорости обобщенной координаты:

$$\Delta p_{ин} = a_1 \cdot \ddot{S} \quad \Delta p_{м} = a_2 \cdot \dot{S}^2$$

Максимальная движущая сила на штоке и давление в гц, преодолевающие приведенную к гц нагрузку определяются по выражениям:

$$F_{шт}^{\max} = p_2^{\max} \cdot F_c, \quad p_2^{\max} = p_{нк} - \Delta p \quad (9)$$

где F_c - площадь поршня силового ГЦ со стороны напорной магистрали; $p_{нк}$ - давление настройки предохранительного клапана.

Исходя из функционального назначения УЭС и навесных машин, проектируя ПНУ, инженер стремится одновременно удовлетворить ряд противоречивых условий:

- расположить МН таким образом, чтобы в момент начала и окончания движения навесная машина занимала желаемое положение, одновременно соответствующее требованиям стандарта [6];
- обеспечить требуемую грузоподъемность ПНУ для заданной ограниченной мощности гидропривода;
- обеспечить устойчивость МСХА с поднятой в транспортное положение НМ, а также нормативную нагрузку на мост ведущих колес УЭС;
- минимизировать нагрузку в элементах МН и величину силового воздействия, передаваемого со стороны НМ через МН на раму УЭС.

В качестве управляемых параметров ПНУ, определяющих его конструктивный вариант предлагаются: в ГП сечение гидромагистрали f , а в МН - координаты шарниров основания ГЦ - X_{01}, Y_{01} и центральной тяги - X_{07}, Y_{07} расположенные на раме УЭС, а также параметры поворотного рычага и нижней тяги - L_3, L_{34}, L_5 .

Каждому фиксированному значению набора $\vec{X} = \{f, X_{01}, Y_{01}, X_{07}, Y_{07}, L_3, L_{34}, L_5\}$ управляемых параметров соответствуют определенные значения критериев оптимальности $Y(X)$.

$$\vec{Y} = \{I_V^{\max}, \bar{I}_V, I_{56}^{\max}, \bar{F}_{mp}, \bar{R}_{03}, \Delta \bar{p}, G_{56}\}, \quad (10)$$

где \bar{I}_V - среднее значение передаточного числа на интервале изменения обобщенной координаты; $I_V^{\max}, I_{56}^{\max}$ - максимальные значения передаточных чисел МН на интервале изменения S ; $\bar{F}_{mp}, \bar{R}_{03}$ - средние значения приведенной силы трения и реакции в шарнире основания поворотного рычага; $\Delta \bar{p}$ - среднее значение потерь давления в ГП за время подъема НМ.

Интегральным показателем качества ПНУ является грузоподъемность на оси подвеса МН, зависящая одновременно от параметров ГП и МН:

$$G_{56} = \frac{p_2^{\max} \cdot F_c - [F_{ин}^{np}(S^*) + F_{mp}^{np}(S^*)]}{I_{56}^{\max}(S^*)} \quad (11)$$

где S^* - значение обобщенной координаты соответствующее $I_{56}^{\max}(S^*)$

Искомые значения оптимизируемых параметров ПНУ должны удовлетворять ряду конструктивных, технологических и эксплуатационных ограничений, которые делятся на прямые и функциональные. Прямые ограничения касаются предельных значений управляемых параметров, т.е. $\vec{X}_{\min} \leq \vec{X} \leq \vec{X}_{\max}$

К функциональным ограничениям относятся: величина хода оси подвеса - $\Delta Y_{S_6}(S)$ и максимальный угол наклона высоты соединительного треугольника - φ_6^{\max} , максимальный вес НМ, обеспечивающий управляемость мобильного с/х агрегата и время подъема НМ.

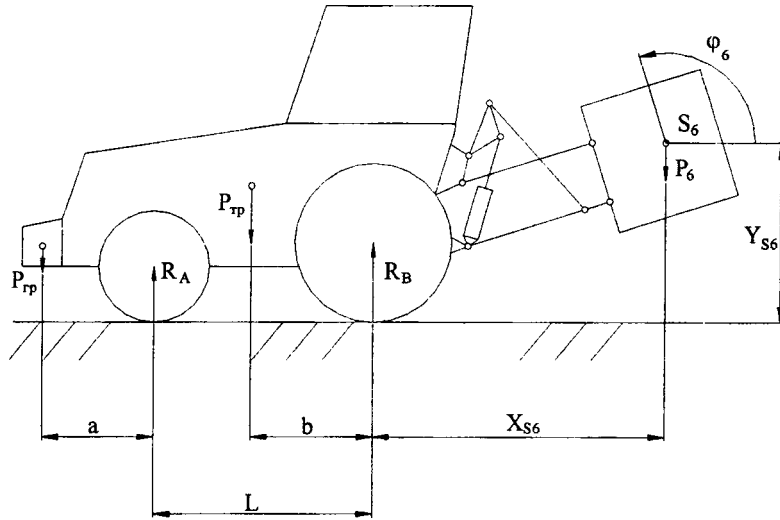


Рисунок 3. Схема УЭС с навесной машиной в транспортном положении.

$$\Delta Y_{S_6}(S) = Y_{S_6}(S^{\max}) - Y_{S_6}(S_p) \geq Y_{S_6}^{\text{don}}, \quad (12)$$

где S_p - значение обобщенной координаты в рабочем положении оси подвеса; $Y_{S_6}^{\text{don}}$ - допустимое значение хода оси подвеса;

В практике эксплуатации УЭС принято, что для устойчивого управления движением мобильного с/х агрегата часть его веса, приходящаяся на мост управляемых колес (R_A) должна составлять не менее 20% [6]. Составив уравнение моментов сил, действующих относительно контакта ведущего колеса, и разрешив его относительно реакции на управляемом колесе (см. рисунок 3) вместе с упомянутым выше ограничением получим систему:

$$\begin{cases} R_A = \frac{P_{\text{УЭС}} \cdot b - P_6 \cdot X_{S_6}^{\max} + P_{\text{сп}} \cdot (L + a)}{L} \\ R_A \geq 0.2 \cdot (P_{\text{УЭС}} + P_6 + P_{\text{сп}}) \end{cases} \quad (13)$$

В результате решения системы (13) получаем условие управляемости агрегата, ограничивающее вес, переводимой в транспортное положение НМ:

$$P_6 \leq \frac{P_{\text{УЭС}} \cdot (5 \cdot b - L) + P_{\text{сп}} \cdot (4 \cdot L + 5 \cdot a)}{X_{S_6}^{\max} + L} \quad (14)$$

Таким образом, очевидно, что ПНУ оценивается на соответствие техническим требованиям по разным критериям качества, то есть синтезированный вариант ПНУ характеризуется многокритериальностью оценки.

Для поиска компромиссного проектного решения была использована созданная в бнту система моделирования и многокритериальной оптимизации, базирующаяся на методе использования пространства оптимизируемых параметров [7] с выделением паретовских решений и определением из них окончательного. Разработанный программный комплекс в качестве базового модуля может быть использован для модернизации существующих и разработки аналогичных по структуре подъемно-навесных устройств других мобильных машин, например строительно-дорожных, грузоподъемных и землеройных.

Литература. 1. Гуськов в.в. и др. Тракторы, часть 3, конструирование и расчет: учебное пособие для втузов. -мн.: вышешшая школа, 1981. -383с. 2. Попов в.б. аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей «вестник гттуим. П.о.сухого» 2000г. 3. Попов в.б. аналитическое определение грузоподъемности подъемно- навесного устройства мобильного энергосредства. Машиностроение: сб. Научн. Трудов. Вып. 18. Под ред. И.п. филонова.- мн.: уп «техно-принт», 2002.- с. 466-472. 4. Метлюк н.ф., автушко в.п. динамика гидравлических и пневматических приводов автомобилей. – м.: машиностроение, 1980. – 231с., илл. 5. Озол о.г. теория механизмов и машин. Пер. С латыш./под ред.с.н. кожевникова.- м.: наука, главная редакция физико-математической литературы, 1984.- 432 с. 6. Ст сзв 5391-85 тракторы сельскохозяйственные. Устройство навесное трехточечное заднее. Кинематические параметры и технические требования. 7. Соболев и.м., статников р.б. выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – м.: наука, 1981. – 110с.

УДК 621.01 : 621 .4

А.Ю. Пилатов, Э.И. Астахов

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РОМБИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В настоящее время значительно увеличивается интерес к двигателям Стирлинга. Этот двигатель , изобретенный в 1816г., переживает свое второе рождение ,что объясняется рядом его особенностей, которые в современных условиях приобретают важное значение . Такие двигатели внешнего сгорания работают по регенеративному замкнутому термодинамическому циклу Стирлинга с любым внешним источником теплоты (твёрдое, газообразное и жидкое топливо, солнечная и электрическая энергия, отходы органики и др.). По многим параметрам двигателя Стирлинга уже достигли уровня современных дизелей, но по сравнению с ними имеют лучшие показатели по токсичности и уровню шума, более высокий КПД. Универсальность двигателя Стирлинга в отношении источника теплоты в сочетании с высоким КПД определяет широкое будущее этого двигателя [1-4].

Наличие в двигателе Стирлинга двух синхронно изменяющихся объёмов (горячего и холодного) требует применения механизмов, выполняющих одновременно функции синхронизатора движения поршней и силового преобразователя. Наибольшее распространение получили поршневые двигатели с кривошипно-ползунными механизмами, методика расчёта которых в настоящее время разработана с исчерпывающей полнотой. Другим по степени распространения является ромбический механизм, изобретённый Ф. Ланчестером в 1898 году специально для двигателя Стирлинга. Среди различных вариантов схем ромбических механизмов наиболее простым и более распространённым является симметричный ромбический механизм, схема которого показана на рис. 1,а.

Для схемы на рисунке 1,а введены такие условные обозначения: п-для для деталей и звеньев механизма рабочего поршня 3п, в - для вытеснительного поршня 3в. Ромбический механизм состоит из двух вращающихся в противоположных направлениях

кривошипов 1 коленвалов, соединенных синхронизирующими шестернями 5. Направление вращения коленчатых валов обеспечивает опережающее движения вытеснительного поршня 3в. Штоки 4п и 4в рабочего 3п и вытеснительного 3в поршней соединены шарнирно с соответствующими шатунами 2п и 2в, которые в свою очередь шарнирно соединены с кривошипами 1.

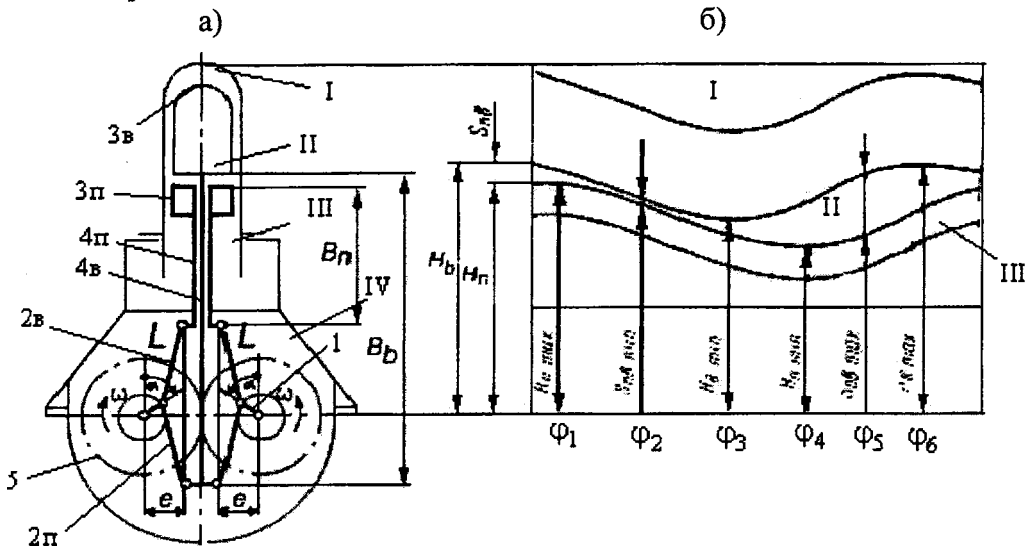


Рис. 1. Ромбический симметричный механизм:

а - схема и основные кинематические параметры, б - графики положения поршней.

Над вытеснительным поршнем находится горячая полость I, над рабочем поршнем – холодная полость II, под рабочем поршнем – буферная полость III и ниже - полость картера двигателя. Двигатель на рис.1а, является двигателем вытеснительного типа где поршни выполняют следующие функции:

- 1) рабочий поршень 3п несёт силовую нагрузку и своим положением определяет суммарный объём V рабочих полостей: $V = V_I + V_{II}$;
- 2) вытеснительный поршень 3в воспринимает тепловую нагрузку и своим положением определяет распределение объёма цилиндра между холодной и горячей полостями.

Ромбический механизм на рис.1а симметричен относительно оси цилиндра и представляет совокупность четырёх кинематически связанных дезаксиальных кривошипно-ползунных механизмов со следующими размерами: радиус кривошипа R , длина шатуна L и дезаксиал e . Преимуществом ромбического механизма является то что поперечные к оси цилиндра силы двух симметричных кривошипно-ползунных механизмов взаимно противоположны и не нагружают цилиндропоршневую группу двигателя, а также почти полная статическая и динамическая уравновешенность механизма, что резко улучшает виброакустические характеристики механизма и двигателя.

Первым этапом проектирования схемы механизма является определение её размеров и геометрических параметров по заданным рабочим условиям. Наиболее простым и распространенным условием синтеза механизмов двигателей является обеспечение заданного хода S поршня. Решение такой задачи с использованием безразмерных коэффициентов $\lambda = L/R$ и $k = e/R$ для дезаксиальных кривошипно ползунных механизмов достаточно подробно изложено в учебной литературе по курсу «Теория механизмов и машин», в частности в учебнике [6]. Другой вариант синтеза средней по скорости V_{cp} поршня для двигателя Стирлинга приведён в работе [5]. Однако следует отметить что такие упрощённый методики синтеза механизма мало применимы к реальной схеме ромбического механизма двигателя Стирлинга, где имеются два поршня (рабочий и

вытеснительный) со своими законами перемещений и скоростей. В работе [2] приведена конкретная методика синтеза симметричного ромбического механизма по заданному рабочему объёму V_h двигателя и диаметру D цилиндра – поршня при выбранных параметрах φ (фазовый угол между максимумами объёмов горячей и холодной полостей I и II) и w (отношение максимальных объёмов холодной и горячей полостей I и II). В данной работе предлагается вариант методики синтеза ромбического симметричного механизма по D -диаметру цилиндра, β_e -числу Била, p_{cp} -среднее давление в цикле, а также по основным параметрам ромбического механизма: $\lambda = L/R$ (относительной длине шатуна) и относительному дезаксиалу $k = e/R$, которые можно определить по методике, изложенной в работе [2], исходя из отношения максимальных объёмов холодной и горячей полостей w и фазового угла между максимумами объёмов горячей и холодной полостей $\varphi = \pi/2 + \arcsin\left(\frac{k\lambda}{1+\lambda}\right)$.

Итак линейный аналог скорости рабочего поршня

$$U_{p,1} = -\frac{\partial x_p}{\partial \varphi_1} \Rightarrow \partial x_p = -U_{p,1} \cdot \partial \varphi_1 \Rightarrow x_p^{\max} = -\int_0^{2\pi} U_{p,1} \partial \varphi_1 \quad (1)$$

где x_p^{\max} - максимальная линейная координата штока рабочего поршня (его ход).

Знак минус показывает, что с увеличением угловой координаты, уменьшается линейная

$$U_{p,1} = \left(\frac{\partial(R \cos \varphi_1 + L \cos \varphi_2)}{\partial \varphi_1} \right) = -(-R \sin \varphi_1 + L \cos \varphi_2).$$

Поэтому интеграл (1) запишется в виде

$$x_p^{\max} = -\int_0^{2\pi} (-R \sin \varphi_1 + L \cos \varphi_2) \partial \varphi_1, \quad (2)$$

$$\text{где } \cos \varphi_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\cos \varphi_1}{\lambda},$$

ω_2 -угловая скорость шатуна.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = U_{1,2} = \frac{\partial \varphi_1}{\partial \varphi_2} = -\frac{\frac{1}{\lambda} \partial \varphi_1}{\sqrt{1 - \left(\frac{1}{\lambda \cdot k} - \frac{1}{\lambda} \sin \varphi_1 \right)^2}}. \quad (3)$$

Теперь с учетом (3) интеграл (2) запишется как

$$x_p^{\max} = \int_0^{2\pi} \left(R \sin \varphi_1 + \frac{L \cdot \cos \varphi_1}{\sqrt{1 - \left(\frac{1}{\lambda \cdot k} - \frac{1}{\lambda} \sin \varphi_1 \right)^2}} \right) \partial \varphi_1 =$$

$$4 \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} R \sin \varphi_1 \partial \varphi_1 + 4 \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} L \cdot \frac{\partial(\sin \varphi_1)}{\sqrt{1 - \left(\frac{1}{\lambda \cdot k} - \frac{1}{\lambda} \sin \varphi_1 \right)^2}} =$$

$$= 4 \cdot R + 4 \cdot L \left[\frac{1}{\sqrt{\lambda^2}} \cdot \arcsin \frac{\frac{1}{\lambda^2} \sin \varphi_1 - \frac{2}{\lambda^2 \cdot k}}{\sqrt{\frac{4}{\lambda^4 \cdot k^2} + 4 \cdot \left(1 - \frac{1}{\lambda^2 \cdot k^2}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^2}}} \right]_0^{\frac{\pi}{2}} = 4 \cdot R -$$

$$- 4 \cdot L \lambda \left(\arcsin \frac{1 - \frac{1}{k}}{\sqrt{\frac{1}{k^2} + \left(1 - \frac{1}{\lambda^2 \cdot k^2}\right)}} + \arcsin \frac{\frac{1}{k}}{\sqrt{\frac{1}{k^2} + \left(1 - \frac{1}{\lambda^2 \cdot k^2}\right)}} \right)$$

Запишем формулу Била для объема, вытесняемого рабочим поршнем

$$V = \frac{P_e}{\beta_e \cdot n \cdot p_{cp}}, \text{ тогда } x_p^{\max} = h = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot D^2 \cdot n \cdot p_{cp}}$$

Радиус кривошипа R

$$R = \frac{2 \cdot P}{\pi \cdot D^2 \cdot \beta_e \cdot p_{cp} \cdot n \left(1 - \lambda^2 \left(\arcsin \frac{1 - \frac{1}{k}}{\sqrt{\frac{1}{k^2} + \left(1 - \frac{1}{\lambda^2 \cdot k^2}\right)}} \right) + \arcsin \frac{\frac{1}{k}}{\sqrt{\frac{1}{k^2} + \left(1 - \frac{1}{\lambda^2 \cdot k^2}\right)}} \right)}$$

где $\beta_e = 0.034 - 0.052 \frac{T_x}{T_H}$ - обычно определяется по этой эмпирической формуле

Литература. 1. Двигатели Стирлинга / Пер. англ. Под ред. В.В.М. Бродянского.- М. : Мир, 1975.- 387с/ 2. Двигатели Стирлинга / под ред. М.Г. Круглово.- М. : Машиностроение, 1977.- 150с. 3. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга/Пер. С англ. :-М.: Энергия, 1978.- 152с 4. Уокер Г. Двигатели Стирлинга /Сокр. Пер. С англ. Б.В. Сотугина и Н.В. Сотугина.-М.:Машиностроения, 1985. - 408с. 5.Тимофеев Г.А. Проектирование и исследование механизмов автомобиля технической помощи с двигателем Стирлинга. //Сборник заданий для курсового проектирования по курсу «Теория механизмов и машин».- 1986. - Вып.9.-с.33-36.6. Теория механизмов и машин/ Под ред. К.В. Фролова.-:Высш.шк.,1987.-496с.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ УСТРОЙСТВ ИСПОЛНИТЕЛЬНОЙ АВТОМАТИКИ

*Балтийский государственный технический университет
Санкт-Петербург, Россия*

Электромеханические привода устройств исполнительной автоматики могут входить в состав изделий различного назначения; авиационно-космического, радиолокационного, спутниковой связи и др. Выбор конструктивного решения каждого элемента привода предполагает учет эксплуатационных и специальных требований, технологических возможностей производства, стоимости материалов и изготовления и др. Эти требования часто носят противоречивый характер, поэтому выбор оптимального варианта целесообразно производить на основе конструкторской проработки нескольких решений. Учитывая это весьма актуальным является создание системы автоматизированного проектирования (САПР), которая может значительно облегчить поставленную задачу.

Созданная система автоматизированного проектирования базируется на нескольких моделях, описывающих процессы, сопровождающие функционирование элементов привода и выход их из строя. К таким моделям относятся: модель колебательных процессов и расчета действующей нагрузки между сопряженными поверхностями звеньев; модель описывающая процессы смазывания трущихся поверхностей и изменения этих процессов при длительной эксплуатации привода; модель теплового состояния звеньев привода и модель изнашивания. Рассмотрим модели более подробно.

Известно, что колебательные процессы, сопровождающие эксплуатацию приводов исполнительной автоматики являются одним из важнейших факторов, оказывающих влияние на надежность и долговечность, так как эти процессы определяют величины действующих нагрузок и характер их приложения зубчатых зацеплениях, подшипниках, муфтах и других элементах кинематических цепей. Интенсивность колебательных процессов зависит от большого числа параметров, среди которых следует выделить погрешности изготовления и монтажа звеньев, параметры связанные с конструктивным выполнением, режимы эксплуатации, характеристика электродвигателя и др. Для учета этих факторов в САПР вводится модуль расчета многозначной функции кинематической погрешности простейшей кинематической цепи, который определяет погрешности нарезания зубчатых колес, учитывает погрешности монтажа, погрешности выбранных подшипников качения и другие.

Для расчета колебательных процессов вводится модуль расчета, построенный для простейшей кинематической цепи на базе четырехмассовой колебательной модели, учитывающей, помимо многозначной функции кинематической погрешности, внешние источники возмущения от соседних кинематических пар, а также крутильные жесткости валов, жесткости зубчатых пар, подшипников. Кроме этого в модуль вводятся параметры демпфирования в звеньях. Расчет ведется методом пошагового интегрирования. Полученные действующие нагрузки и характер их приложения поступают в следующую модель анализа процессов смазывания.

Для оценки состояния смазочного материала в зоне сопряжения звеньев решаются уравнения эластогидродинамической теории применительно к зубчатому зацеплению и

подшипникам качения. В случае масляного голодания в качестве гидродинамического уравнения используется уравнение осредненного течения, выведенное Патиром и Чже-ном. При использовании пластичных смазочных материалов используется модифицированное уравнение Рейнольдса, выведенное авторами статьи, которое используется как в случае избыточного количества смазочного материала, так и в случае масляного голодания.

В процессе длительной эксплуатации изделий часто свойства смазочного материала не остаются постоянными. Например, в приводах космической техники изменяется количество смазочного материала в зоне трения, его температурно-вязкостная характеристика и другие. Модель позволяет учесть эти изменения во времени.

Для более точной оценки вязкости смазочного материала и других параметров, зависящих от температуры, в САПР вводится модель расчета температур трущихся поверхностей. Модель позволяет рассчитать фактическую температуру в зоне трения. Она определяется как сумма среднеповерхностной температуры и температуры вспышки. Среднеповерхностная температура определяется из решения задачи теплопроводности, учитывающей тепловые источники в составе привода и условия теплоотвода в окружающую среду.

Модель учитывающая изнашивание трущихся поверхностей звеньев привода строится на основе банка данных, включающих результаты экспериментальных исследований различных материалов и смазок.

Модели в составе САПР увязаны друг с другом в определенной последовательности, которая определяется типом электромеханического привода, условиями его функционирования, причинами выхода из строя. Если в приводе имеется звено, лимитирующее работоспособность привода, то САПР значительно упрощается по структуре.

На основе описанных выше моделей были разработаны САПР нескольких электромеханических приводов, которые использовались для оптимизации конструктивного исполнения и режимов работы в составе изделий.

УДК 629.1.02-592+631.35-592

А.Т. Скойбеда, И.М. Комяк

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В КОНСТРУИРОВАНИИ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ САМОХОДНЫХ КОЛЕСНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Современные самоходные сельскохозяйственные машины являются высокопроизводительной и одновременно дорогостоящей техникой. Их повреждения и простои в незапланированном ремонте по ликвидации последствий аварий приносят большие убытки. В связи с этим очень важными становятся меры по обеспечению активной безопасности самоходных машин - разработке и эффективному использованию высоконадежных тормозных систем с энергоемкими тормозными механизмами и прогрессивными конструкциями приводов управления, выполненными с применением современных конструкционных материалов и обладающими минимальными массово-геометрическими параметрами в сочетании с высокой производственной и эксплуатационной технологичностью.

Почти каждая из европейских стран имеет собственные требования к тормозным системам самоходных сельхозмашин. Они вырабатывались в течение многих лет и, хотя при этом учитывались эксплуатационные показатели транспортных средств и условия безопасности дорожного движения, законодательства других государств почти не принимались во внимание. Такая ситуация способствовала утверждению в производстве разных технических принципов, которые часто трудно согласовать.

Более 35 лет Европейская Экономическая Комиссия Организации Объединенных Наций (ЕЭК ООН, г. Женева) занимается постепенным согласованием различных национальных норм в области торможения транспортных средств, которые являются в настоящее время невидимым торговым барьером, потенциально затрагивающим все европейские страны. Разработкой предписаний в отношении торможения сельскохозяйственных машин в ЕЭК ООН занимается Комитет по внутреннему транспорту (КВТ ЕЭК ООН). В его работе принимают участие представители более 25 правительств, в том числе и неевропейских стран – США, Канады, Японии, Австралии. На заседания в качестве представителей изготовителей и потребителей транспортных средств приглашаются наблюдатели от разных международных организаций. Признание правил ЕЭК ООН носит добровольный характер.

В тесном сотрудничестве с КВТ ЕЭК ООН работает Технический комитет (ТК) 23 “Тракторы и машины для сельского и лесного хозяйства” международной организации по стандартизации (ИСО). На ТК 23 ИСО часто налагается обязанность разработки специфических методик испытаний или стандартов для компонентов тормозных систем в области существующих или предлагаемых Правил ЕЭК ООН. Необходимо подчеркнуть, что признание стандартов ИСО является полностью добровольным и никакой национальный институт по стандартизации не обязан их применять.

Согласованием норм и правил, действующих среди изготовителей транспортных средств в странах Общего рынка с целью отмены всех торговых ограничений, а также вопросами законодательства в Европейском Экономическом Сообществе (ЕЭС, г. Брюссель) занимается Комитет по адаптации директив в отношении технического прогресса и Рабочая группа по устранению технических барьеров в отношении торговли. Технические требования Общего рынка к транспортным средствам выдаются всем странам-членам в виде Директив. Структура и техническое представительство Комитета в Брюсселе менее сложны и, следовательно, менее требовательны, чем в Женеве. При разработке проектов Директив в отношении торможения транспортных средств Брюссельский Комитет в значительной степени руководствуется аналогичными Правилами ЕЭК ООН. Системы присвоения знака официального утверждения в этих документах также схожи между собой. ЕЭС применяет строчную букву “e” вместо заглавной для утверждения соответствующего оборудования. Основное отличие между Правилами ЕЭК ООН и Директивами ЕЭС заключается в том, что первые принимаются добровольно, тогда как последние обязательны для стран-членов Общего рынка.

Большое влияние на мировой процесс нормообразования в области торможения транспортных средств оказывают Скандинавские страны. Шведское правительство было пионером по введению целого ряда правил дорожной безопасности, предъявляющих более высокие требования к техническим условиям создания и эксплуатации транспортных средств, чем ЕЭК ООН и ЕЭС. Горный рельеф и суровые климатические условия Норвегии явились причиной введения достаточно жестких норм к приводам тормозов, которые дифференцированы в зависимости от максимальной конструктивной скорости сельхозмашин. Эти требования являются одними из наиболее строгих в Европе.

Нормативные документы, которыми в настоящее время руководствуются при создании новых образцов самоходной сельскохозяйственной техники в странах СНГ, разрабатывались с учетом рекомендаций ЕЭК ООН, ЕЭС и ИСО.

Анализ показывает, что национальные законодательства в области торможения сельскохозяйственных транспортных средств часто предъявляют более высокие требования к тормозным системам, чем международные. Периодически международные требования пересматриваются в сторону ужесточения нормативов к структуре и конструкции элементов тормозной системы, эргономическим параметрам органов управления.

В последнее время самоходные колесные сельхозмашины, работающие с набором адаптеров, все чаще оборудуются аппаратурой для управления тормозами прицепов. При разработке привода тормозов для перспективных энергонасыщенных сельхозмашин, обеспечивающих возможность буксировки прицепов и способных развивать скорость свыше 25 км/ч, в части совместимости в одном транспортном поезде тягачей и прицепов рекомендуется учитывать требования основополагающего международного регламента по автомобильным тормозам – Правил № 13 ЕЭК ООН.

Существенное влияние на структуру и функциональные параметры тормозной системы транспортного средства оказывает тип трансмиссии. Авторами проведен анализ более 200 моделей самоходных колесных сельскохозяйственных машин 44 фирм, наиболее известных конструкций гидромотор-колес отечественных и 12 зарубежных фирм, а также продукция 6 ведущих иностранных фирм, специализирующихся на выпуске тормозов и аппаратуры для управления ими.

Изучение трансмиссий серийных моделей современных самоходных колесных сельскохозяйственных машин для уборки зерновых и кормовых культур, овощей и винограда позволило определить типы тормозных механизмов, приводов управления и их применяемость для каждого типа трансмиссии.

В настоящее время серийные машины имеют в основном трансмиссии трех типов: полностью механические; с двухмашинным гидрообъемным приводом, механической коробкой передач и мостом; с многомашинным (трех- и более) гидрообъемным приводом (трансмиссии на базе гидромотор-колес).

Мост ведущих колес может иметь раздельно- или единого агрегатное исполнение. Первое (модульный мост) является наиболее прогрессивным решением для такого рода конструкций.

В полностью механических модульных мостах рабочие тормозные механизмы, как правило, устанавливаются на входных валах бортовых редукторов. Большие передаточные отношения последних ($i < 40$) позволяют существенно уменьшить массо-геометрические характеристики тормозных механизмов по сравнению с установленными в колесе. Широкое распространение в таких трансмиссиях получили закрытые многодисковые тормозные механизмы сухого трения с коэффициентом взаимного перекрытия, равным единице, обладающие эффектом самоусиления (40 %), а также барабанные тормозные механизмы сухого трения (32 %). Отмечается рост числа машин, в трансмиссиях которых применяются открытые дисково-колодочные тормоза сухого трения (28 %). На крутосклонных модификациях самоходных сельхозмашин преимущественное распространение получили открытые дисково-колодочные и барабанные тормоза сухого трения.

Привод рабочих тормозов в основном раздельный гидрообъемный прямого действия (тормоза приводятся в действие мускульной силой водителя и используются для уменьшения радиуса поворота машины при выполнении технологического процесса) с устройством механической блокировки педалей между собой в транспортном режиме работы сельхозмашины (84 %). Передаточное отношение гидропривода обычно находится в пределах 0,9-1,2. Механический (рычажный)

дится в пределах 0,9-1,2. Механический (рычажный) привод рабочих тормозов применяется в тех случаях, когда тормозные механизмы находятся в непосредственной близости от поста управления сельхозмашиной.

Роль стояночного тормоза, как правило, выполняют рабочие тормозные механизмы, оборудованные отдельным механическим приводом. Некоторые фирмы, например Zahnradfabrik Passau (ФРГ), применяют отдельный трансмиссионный стояночный тормоз (барабанный) с механическим приводом, расположенный на вторичном валу коробки передач. В качестве передаточного механизма в стояночных тормозных системах широкое применение получили тросы дистанционного управления двустороннего действия (64%). Благодаря достаточно высокому КПД, простоте обслуживания и компоновочным преимуществам тросовый привод в сочетании с рычажным позволяет создавать эффективные передаточные механизмы в ограниченных межагрегатных пространствах современных трансмиссий.

В самоходных сельхозмашинах, имеющих полностью механические трансмиссии с единого агрегатными мостами, а также с мостами, выполненными по типу автомобильных и заимствующими у них отдельные узлы, как правило, в качестве рабочих используются барабанные тормозные механизмы, размещенные в колесе, с гидрообъемным или пневматическим приводом. Гидрообъемный привод – прямого действия (56%) или насосно-аккумуляторный, заблокированный с рулевым управлением (20%). Как гидро-, так и пневмопривод (24%) выполняется с возможностью раздельного управления бортами. Стояночный тормоз обычно трансмиссионный – барабанный или ленточный с механическим приводом. На сельхозмашинах с пневмоприводом тормозов в последние годы отмечена тенденция к совмещению в одном приборе исполнительных органов приводов рабочей и стояночной тормозных систем – функции стояночных часто выполняют рабочие тормозные механизмы, приводящиеся в действие пневмокамерами с пружинными энергоаккумуляторами.

В моноблочных механических трансмиссиях, выполненных по типу тракторных, в качестве рабочих преимущественное распространение получили многодисковые тормозные механизмы с коэффициентом взаимного перекрытия, равным единице, работающие в масле. Это объясняется их высокими износостойкостью и энергоемкостью. Место установки таких механизмов – входные валы конечных передач. Привод – раздельный гидрообъемный прямого действия (16%) или насосно-аккумуляторный (84%). Для обеспечения стояночного торможения рабочие тормозные механизмы оборудуются отдельным механическим приводом (рычажным или кулачковым) или применяется трансмиссионный дисковый тормоз. Передаточный механизм – рычажный или рычажно-тросовый.

На полноприводных модификациях сельхозмашин торможение управляемых колес осуществляется, как правило, через карданный вал привода управляемого моста посредством управления тормозными механизмами основного моста. Поскольку при транспортном режиме движения по дорогам с твердым покрытием управляемый мост рекомендуется отключать, некоторые фирмы, у которых привод этого моста включается посредством гидроуправляемой фрикционной муфты, предусматривают автоматическое включение последней при торможении сельхозмашины, если скорость движения превышает определенное значение (16-18 км/ч). Этим обеспечивается полное использование сцепного веса машин для создания тормозной силы. Привод управляемого моста включается и отключается микропроцессором. Для уменьшения нагруженности тормозов основного ведущего моста ряд фирм в приводе управляемого моста (на входном валу раздаточной коробки) предусматривает установку дополнительного дискового тормоза, приводимого в действие посредством гидропривода одновременно с тормозами основного моста.

Рассмотренные способы торможения управляемых колес сельскохозяйственных транспортных средств через карданный вал привода управляемого моста обладают следующими основными недостатками: повышенной динамической нагруженностью привода, наличием дифференциальной связи между колесами управляемого моста, не позволяющей полностью реализовать его потенциальные тормозные возможности (по сцеплению с дорогой) при попадании одного из колес на скользкий участок пути. Поэтому в последние годы на сельхозмашинах с максимальной транспортной скоростью 40 км/ч и более все чаще на входных валах бортовых редукторов управляемого моста устанавливают дисковые тормозные механизмы мокрого трения. Они обеспечивают непосредственное торможение каждого из управляемых колес и приводятся в действие посредством гидравлического привода одновременно с тормозами основного моста. Следует отметить, что на управляемых мостах самоходных сельхозмашин тормоза, как правило, устанавливаются в тех случаях, когда на мост приходится не менее 35 % веса машины.

Отличительной особенностью трансмиссий с двух- и многомашинным гидрообъемным приводом является использование для рабочих торможений сельхозмашин тормозных качеств самой гидропередачи. Торможение осуществляется за счет дросселирования рабочей жидкости через предохранительный клапан гидропередачи.

Фрикционные тормоза в трансмиссиях с двухмашинным гидрообъемным приводом используют при экстренных торможениях и торможениях в аварийных ситуациях (выход из строя гидромашин, обрыв рукавов высокого давления и т.д.). Гидропривод обеспечивает требуемую эффективность торможения, как правило, только на низших (технологических) передачах, а на высшей (транспортной) передаче при экстренных торможениях возникает необходимость подтормаживания механическими тормозами.

Тормоза трансмиссий с многомашинным гидрообъемным приводом, в котором используются нерегулируемые или бесступенчато регулируемые гидромоторы, обеспечивают защиту гидротрансмиссии от самопроизвольного включения при неисправностях в управлении гидромашинами. Они применяются в качестве стояночно-аварийных, поскольку тормозные свойства таких трансмиссий обеспечивают, а в ряде случаев значительно превышают требуемое при экстренном торможении сельхозмашины замедление.

Места установки, применяемость и привод тормозных механизмов в трансмиссиях с двухмашинным гидрообъемным приводом такие же, как и в полностью механических трансмиссиях. Отличие заключается в том, что в ряде случаев функциональные параметры рабочих тормозных механизмов и их приводов принимаются несколько меньшими с учетом части энергии, поглощаемой при торможении гидропередачей.

В мотор-колесах сельхозмашин преимущественно используются сухие барабанные и нормально замкнутые многодисковые тормозные механизмы, работающие в масле. Дисково-колодочные тормозные механизмы широкого распространения не получили.

Барабанные тормозные механизмы находят применение в основном в конструкциях мотор-колес с вращающимся корпусом (компоновочные преимущества), выполненных на базе высокомоментных радиально-поршневых гидромоторов (Poclain Hydraulics (Франция), Partek (Финляндия) и др.). Привод этих тормозов в мотор-колесах с нерегулируемыми гидромоторами либо полностью механический, в основном тросовый, либо пружинный с гидравлическим растормаживанием при помощи давления подпитки гидротрансмиссии. В мотор-колесах с двухскоростными гидромоторами привод барабанных тормозов отдельный: гидравлический насосно-аккумуляторный – для экстренных и механический – для стояночных торможений. В качестве источника энергии в насосно-аккумуляторном гидроприводе применяется, как правило, основной

насос гидротрансмиссии (высокое давление) или насос подпитки (низкое давление). Исполнительные органы – внешние гидроцилиндры прямого действия.

Многодисковые нормально-замкнутые тормозные механизмы, работающие в масле, преимущественно распространены в мотор-колесах с вращающимся валом, выполненных на базе высокомоментных радиально-поршневых гидромоторов, а также в мотор-колесах едино- и раздельно-агрегатной схемы с редуктором, разработанных на базе высокооборотных аксиально-поршневых гидромоторов. Тормозные механизмы устанавливаются на валах гидромоторов и приводятся в действие с помощью цилиндрических винтовых или тарельчатых пружин. Растормаживание осуществляется встроенными кольцевыми гидроцилиндрами с помощью давления подпитки гидротрансмиссии.

В последнее время мотор-колеса с вращающимся валом, выполненные на базе двухскоростных высокомоментных радиально-поршневых гидромоторов, в случае необходимости оборудуются работающими в масляной ванне многодисковыми тормозными механизмами, которые обеспечивают кроме стояночно-аварийных рабочие торможения сельхозмашин (серии 11 и 18 Poclain Hydraulics). При отжатых давлением подпитки пружинах стояночно-аварийного привода возможно воздействие на пакет фрикционных дисков тормоза с помощью гидравлического рабочего привода. Тем самым осуществляется рабочее или технологическое(раздельное управление бортами) торможение сельхозмашины.

С целью уменьшения металлоемкости и снижения массы тормозных систем наметилась тенденция к изготовлению большинства деталей методами прогрессивных технологий: штамповкой, точным литьем, сваркой трением.

В связи с тем, что установлено отрицательное воздействие волокон асбеста на здоровье человека, в настоящее время активно ведутся работы по созданию новых фрикционных материалов для тормозных накладок, не содержащих в своем составе асбеста.

Разрабатываются новые металлические материалы для пар трения, обладающие по сравнению с чугуном повышенной стойкостью к абразивному износу, отсутствием склонности к образованию термических трещин, лучшей теплопроводностью и низкой ползучестью при повышенной температуре.

В ближайшие годы можно ожидать перехода к применению синтетических тормозных жидкостей на кремнийорганической основе, отличающихся от тормозных жидкостей на гликолиевой основе полной негигроскопичностью, сохранением стабильности вязкостных характеристик в более широком диапазоне температур и меньшей зависимостью температуры кипения от атмосферного давления.

Учитывая положительный опыт применения для привода стояночных тормозов тросов дистанционного управления двустороннего действия, многие известные их изготовители ведут активные работы по созданию работающих на сжатие силовых тросов для привода рабочих тормозов.

Все более широкое применение для управления приводами тормозов сельхозмашин находят автоматика и микропроцессорная техника, позволяющие значительно повысить уровень активной безопасности сельскохозяйственных машин.

На самоходных сельхозмашинах с насосно-аккумуляторным приводом рабочих тормозов и гидроусилителем руля наметилась тенденция к созданию объединенных гидросистем рулевого и тормозного управления, на базе которых возможно создание полностью автоматизированных систем управления. Привод стояночного тормоза на таких машинах все чаще осуществляется тормозными кранами с обратным следящим действием и рабочими тормозными цилиндрами с пружинными энергоаккумуляторами,

что позволяет осуществлять управляемое торможение сельхозмашины стояночным тормозом в случае отказа рабочих тормозов.

Достичь высокой надежности тормозных систем сельхозмашин можно только с помощью комплекса конструктивных, технологических и организационно-технических мероприятий при производстве и эксплуатации.

Условия правильной эксплуатации тормозной системы должны быть заложены в ее конструкции. Необходимо обеспечить ее надежную работу даже при недостаточно квалифицированном обслуживании. Субъективный фактор в обслуживании и управлении, особенно в отношении тормозного привода на новых сельхозмашинах, следует по возможности исключить, а операции ухода сводить к минимуму. Устранению подлежат периодические операции регулирования, которые при недостаточно внимательном обслуживании могут стать причинами преждевременного выхода приводов тормозов из строя.

В комплексе мероприятий, обеспечивающих эксплуатационную надежность приводов тормозов, большую роль играет автоматическая защита от случайных или преднамеренных перегрузок. В аварийных ситуациях, которые могут повлечь за собой выход из строя узлов трансмиссии, как например у сельхозмашин с гидромотор-колесами, наиболее целесообразна полная автоматизация управления процессом торможения машины.

Значительным резервом повышения надежности приводов тормозов самоходных сельхозмашин в эксплуатации является квалифицированная техническая диагностика, позволяющая реализовать систему обслуживания и ремонта тормозных систем по фактическому техническому состоянию.

Литература. 1.Скойбеда А.Т., Комяк И.М. Прогрессивные направления развития конструкций тормозных механизмов самоходных колесных сельскохозяйственных машин и повышение эффективности их использования. – Мн.: БелНИИНТИ, 1988. – 52 с. 2. Скойбеда А.Т., Комяк И.М. Тенденции развития приводов тормозов самоходных колесных сельскохозяйственных машин и повышение надежности их эксплуатации. – Мн.: БелНИИНТИ, 1990. – 64 с. 3. Кулешов А.А., Марголин И.И. Пневмоколесные машины с бортовыми приводами и мотор-колесами. – М.: Машиностроение, 1995. – 312 с. 4. Williamson M. Braking into the Millennium: The international review of industrial vehicle design. & Engineering. Of - Highway & Heavy - Duty Equipment // Industrial vehicle technology, 1995 - p. 2-7. 5. Skoybeda A. T. , Komyak I.M. Tendencies of the development of the self-moving wheel agricultural machine breaking systems // Proceeding of fifth international scientific-technical conference on internal combustion engines and motor vehicles MOTAUTO'98, Sofia 14-16 October 1998, - Sofia, Vol. IV, ISBN 954-90272-2-8. - p. 74-80.

СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ С ИЗМЕНЯЕМОЙ СТЕПЕНЬЮ СЖАТИЯ

*Белорусский Национальный Технический Университет
Минск, Беларусь*

В монографии [1] приведен обзор существующих конструкций ДВС с изменяемой степенью сжатия; изменением объема рабочей камеры сгорания, изменением длины и положения поршня изменением параметров механизма привода поршня, изменением размеров разделенной и неразделенной камер сгорания, изменением фаз газораспределения и так далее. Описанные конструкции в работе [1] в основном являются предлагаемыми для исследовательских целей. Методики расчёта механизмов для изменения степени сжатия в работе [1] нет.

В последнее время интерес к ДВС с изменяемой степенью сжатия значительно возрос. В подтверждение этого можно привести статьи в журнале “Авторыев”. В статье [2] сообщается о конструкции и результатах испытаний легкового автомобиля SAAB-9-5, в котором изменение степени сжатия в цилиндрах ДВС от 8 до 14 осуществляется изменением угла наклона блока цилиндров по отношению к неизменным кривошипно-ползунным механизмам. В статье [3] сообщается об испытаниях двигателей M111 с изменяемой степенью сжатия от 7 до 14 концерна Daimler Chrysler для автомобилей Mercedes-Benz SLK Kompressor, в которых использован кривошипно-коромысловый механизм с изменяемым положением опоры коромысла. Следует отметить, что схема такого изменения степени сжатия ДВС была предложена ранее и разрабатывалась московским институтом НАМИ для отечественных вездеходов, а теперь концерн Daimler Chrysler совместно с НАМИ проводит доработку таких ДВС для автомобилей. Схема рычажно-го механизма привода поршня ДВС с изменяемой степенью сжатия приведена на рис.1.

Такой механизм состоит из вращающегося кривошипа 1 коленвала, сложного шатуна 2 коромысла 3 с неподвижным шарниром D, традиционного шатуна 4 и поршня 5. Неподвижный шатун D установлен в эксцентрик, который может поворачиваться в блоке цилиндров 7, за счёт чего изменяется положение шарнира D и положение поршня 5 в цилиндре, что изменяет степень сжатия. Преимуществом такой схемы на рис.1 является конструктивная простота изменения степени сжатия, лучшая уравновешенность механизма привода, лучшая плавность хода механизма. Недостатком является повышенная сложность конструкции и более низкий КПД по сравнению с традиционными кривошипно-шатунными механизмами. Кроме того, как показал кинематический анализ этого механизма, проведенный нами, угол давления между шатуном 4 и поршнем 5 при размерах в работе [3] изменяется от $+16^\circ$ до -9° , что сохраняет недостаток традиционных кривошипно-ползунных механизмов: появление боковой реакции между поршнем и цилиндром, неоднородный износ поршня и цилиндра двигателя, увеличение овальности цилиндра в процессе работы. Можно также отметить, что методики расчета кривошипно-коромыслового механизма в работе [3] нет. Поэтому задачей данной работы является разработка улучшенной схемы и методики расчета размеров кривошипно-коромыслового механизма ДВС с изменяемой степенью сжатия.

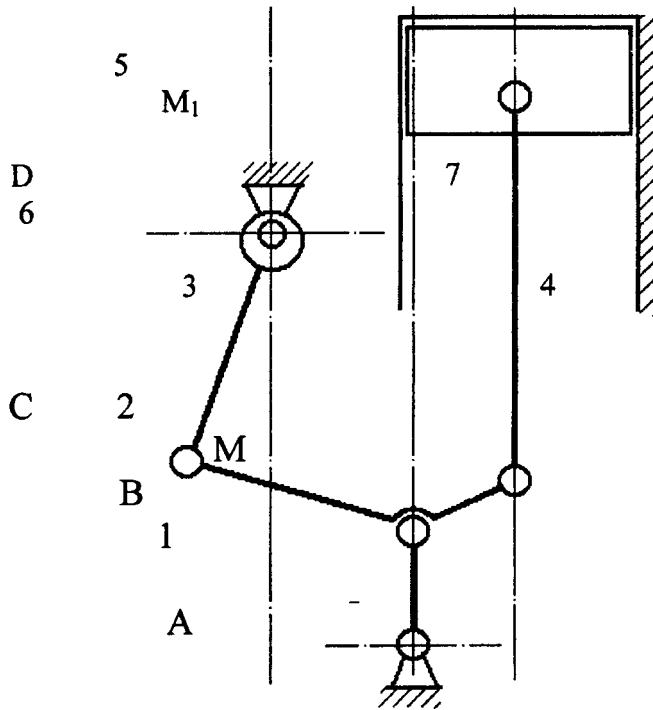


Рис.1 Схема кривошипно-коромыслового механизма ДВС с эксцентриковой изменяемой опорой

Предлагается вместо обычного кривошипно-коромыслового механизма, в котором точка М движется по произвольной кривой, использовать известный прямолинейно-направляющий механизм, в котором точка М движется точно или приближенно по прямой (рис.2). Такие шарнирно-рычажные механизмы приводятся в справочнике [4], методика их аналитического синтеза приведена в монографии [5], а методика численного синтеза на ЭВМ такого механизма использована одним из соавторов в работе [6]. Задача геометрического синтеза направляющего кривошипно-коромыслового механизма заключалась в определении таких его 10-и параметров (рис.2): координат неподвижных точек А и D - x_a, y_a, x_D, y_D ; длин звеньев - a, b, c, ℓ ; углов δ, φ_0 ($n=10$), при которых точка М шатуна 2 движется примерно по прямой в пределах заданного хода Н поршня.

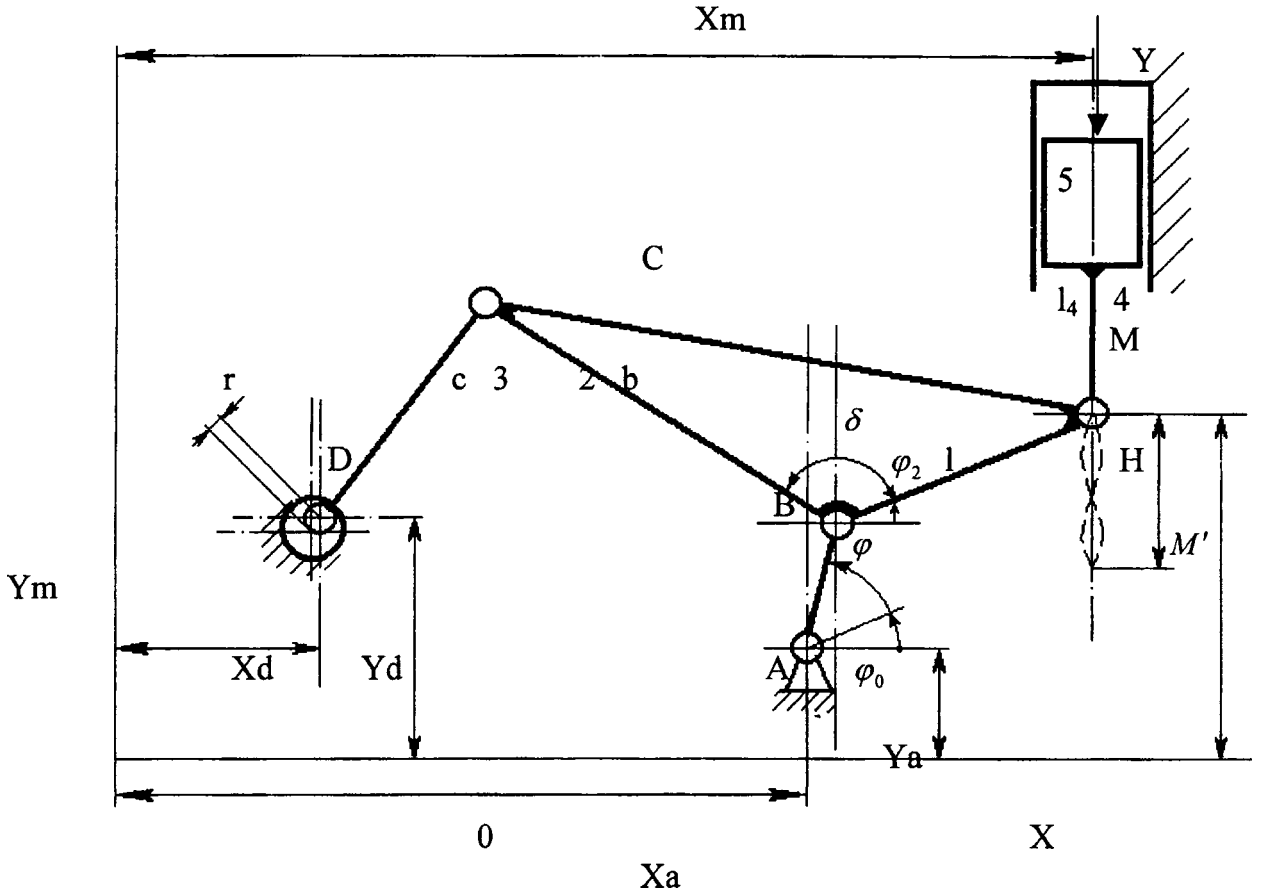


Рис.2 Схема предлагаемого направляющего механизма ДВС.

Для вывода целевой функции направляющего механизма воспользуемся методом условного размыкания контура механизма в точке С, тогда целевая функция запишется так:

$$U(x) = U_1^2 + U_2^2 - c^2, \quad (1)$$

где:

$$U_1 = x_a + a \cos(\varphi_0 + \varphi_1) + \frac{b}{l} \cos \delta [x_m - x_a - a \cos(\varphi_0 + \varphi_1)] - \frac{b}{l} \sin \delta [y_m - y_a - a \sin(\varphi_0 + \varphi_1)] - x_D$$

$$U_2 = y_a + a \sin(\varphi_0 + \varphi_1) + \frac{b}{l} \sin \delta [x_m - x_a - a \cos(\varphi_0 + \varphi_1)] + \frac{b}{l} \cos \delta [y_m - y_a - a \sin(\varphi_0 + \varphi_1)] - y_D$$

Параметры синтеза направляющего механизма вычисляются из условия минимума функции (1), то есть

$$U(x) = \sum_{i=1}^m (U_1^2 + U_2^2 - c^2), \quad (2)$$

где $i = 1, 2, \dots, m$ - число заданных положений точки М шатуна.

При синтезе на вычисляемые параметры $p \equiv a, b, c, l, x_a, y_a, x_D, y_D, \delta, \varphi_0$ наложены ограничения, определяемые из конструктивных условий $p_{\min} \leq p \leq p_{\max}$, а также ограничение на условие проворачиваемости кривошипа $a + d < b + c$ и на предельные углы давления $[\alpha]$ между шатуном 2 и коромыслом 3:

$$\arccos\left(\frac{b^2 + c^2 - (a + d)^2}{2bc}\right) \leq \frac{\pi}{2} - [\alpha]; \quad \arccos\left(\frac{b^2 + c^2 - (a - d)^2}{2bc}\right) \leq \frac{\pi}{2} - [\alpha];$$

где d – расстояние между точками А и D, определяемое по координатам x_a, y_a, x_D, y_D

Проекция отклонения траектории точки М на оси координат

$$\Delta x_m = x_{mi} - x_m, \quad \Delta y_m = y_{mi} - y_m,$$

где x_{mi}, y_{mi} – требуемые координаты прямолинейной траектории точки М;

x_m, y_m – расчетные координаты точки М механизма в системе координат ХОУ.

При задании траектории точки М учтены три условия: а) точка должна двигаться по прямой линии оси поршня, поэтому $x_m \approx const$; б) прямолинейное движение точки М должно быть таким, чтобы ее ускорение $\ddot{y}(t)$ изменялось по гармоническому закону, что позволит в дальнейшем наиболее просто уравновесить силы инерции поступательных масс поршня со штоком (или шатуном 4); в) максимальный ход точки М должен быть равен заданному ходу Н поршня, то есть $y_{m \max} - y_{m \min} \approx H$.

Число точек оптимизации выбрано $m=13 > n=10$ (через 30° положения кривошипа 1). По заданному ходу $H=86$ мм демпфированным методом наименьших квадратов использованием стандартной программы «Оптимизатор» в результате синтеза получены следующие оптимальные параметры механизма: $a=30,1$ мм; $b=148,314$ мм; $c=149,17$ мм; $l=213,38$ мм; $x_a=148,67$ мм; $y_a=-10,9$ мм; $x_D=-8,93$ мм; $y_D=151,999$ мм; $\delta=1,0007$ рад; $\varphi_0=0,7018$ рад. Максимальное отклонение точки М от прямой составило $\Delta x_m = 1,49$ мм, что обеспечивает максимальный угол давления между шатуном 4 и поршнем 5 $\alpha_{\max} = 0,43^\circ$ при длине шатуна (или штока) 4 $l_4 = 200$ мм.

Таким образом, предлагаемый направляющий кривошипно-коромысловый механизм при такой же конструкции, как и существующий в работе [3] позволяет свести практически до минимума угол давления между шатуном и поршнем, что устранит контактную реакцию между поршнем и шатуном и тем самым овальность приработавших цилиндров и поршней. Кроме того, такой механизм позволяет сделать более простую конструкцию по сравнению с предложенной в работе [3], так как отпадает необходимость в шарнире (или подшипнике) между шатуном и поршнем, и делать шатун 4 в идее штока совместно с поршнем 5 (как показано на рис. 2). Такая конструктивная схема позволит повысить долговечность цилиндрико-поршневой группы ДВС.

Литература. 1. Демидов В.П. Двигатели с переменной степенью сжатия. – М.: Машиностроение, 1978. – 136с. 2. Голованов Л. SAAB: есть идеи!//Авторыевю. – 2000. №21. – с.22-24. 3. Еремкин В. Экспортный вариант.//Авторыевю.-2002.- №2 – с.52-53. 4. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. Том 1.: - М.: Наука. Физматгиз, 1970 – 608с. 5. Блох З.Ш. Приближенный синтез механизмов. Изложение, применение и развитие метода академика П.Л. Чебышева. - М.: Машгиз, 1948. – 171с. 6. Астахов Э.И., Кудин В.В. Оптимальный синтез направляющего механизма привода и т.д.//Теоретическая и прикладная механика. – 1981. – Вып. 8. – с.86-90.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ДЕМПФИРОВАНИЯ В ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВАХ ПРИ ТРАНСПОРТЕРОВКЕ ХРУПКИХ ОБЪЕКТОВ

*Институт надежности машин НАН Беларуси
г. Минск, Беларусь*

При транспортировке хрупких и живых объектов, как правило, необходимо обеспечить их максимально возможную сохранность при приемлемых себестоимости перевозки и ее длительности, что, как правило, обеспечивается использованием специальной тары, имеющей систему виброзащиты в определенных диапазонах частот.

Теория создания виброзащитенной тары и упаковочных материалов для транспортировки развивается более 40 лет. Основателями теории были такие ученые, как Р.Миндлин, С.Е.Крид, В.С.Ильинский, Ю.И.Иорис. Основой для ее развития послужило появление новых упаковочных материалов, которые часто используются для объемной амортизации транспортируемых объектов, для многих материалов характерна ползучесть и релаксация напряжений.

При создании средств контейнера с повышенной виброзащитой транспортируемых хрупких и живых объектов, обеспечивающего эффективное снижение воздействующих на них динамических нагрузок и вибраций, были поставлены следующие задачи:

- определение влияния частотных и амплитудных характеристик вибрационной нагруженности, а также длительности их воздействия, в том числе в ряде случаев при различных температурах, на сохранность транспортируемых объектов (исследования проводились на примере живых объектов - эмбрионах птиц);

- определение виброзащитных свойств стандартной тары, традиционно используемой для перевозки рассматриваемых объектов;

- оценка влияния скорости движения, типа дорог и собственной виброизолирующей системы транспортного средства на вибрации, возникающие на платформе автомобиля.

Целью исследований являлось создание контейнера для транспортировки, обеспечивающего эффективную защиту транспортируемых объектов от динамических и вибрационных нагрузок при приемлемых технико-экономических показателях изготовления, основывающихся на предварительно полученной информации о виброзащитных свойствах самих транспортных средств и стандартной тары, а также влиянии амплитудно-частотных характеристик вибраций на сохранность транспортируемого объекта.

Для решения этой задачи были проведены дорожные и стендовые испытания, которые позволили уточнить реальные параметры виброускорений, возникающих на дорогах с различными покрытиями при различных скоростях движения. При этом осуществлялась экспериментальная оценка и анализ спектра и амплитудных значений виброускорений, возникающих на платформе кузова специализированного автомобиля ГАЗ-53 модели 37161, выпускаемых АО Агроживмаш «Технология» (РФ) для транспортировки инкубационных яиц с эмбрионами птиц. Транспортный отсек автомобиля заполнялся ящиками с яйцами (20 ящиков). Здесь же размещались исследователи со

стандартной виброизмерительной аппаратурой (измерителем шума и вибраций ИШВ-1, снабженным октавными фильтрами).

Пьезоэлектрические датчики, входящие в комплект виброизмерительной аппаратуры, устанавливались в наиболее информативных точках транспортного отсека автомобиля:

- на полу транспортного отсека, с ориентацией по трем пространственным осям X, Y, Z, (где Z- вертикальная ось; X - в горизонтальной плоскости в направлении движения автомобиля; Y - в горизонтальной плоскости, перпендикулярно X);
- на коробках с эмбрионами в верхней части транспортного отсека.

Измерения проводятся при движении автомобиля по дорогам с твердым покрытием и по грунтовым дорогам при движении автомобиля со скоростями соответственно равными 50 и 80 км/ч.

Замеры виброускорений проводились, как по общему уровню L (среднее квадратическое значение виброускорений во всей полосе частот), так и в полосах октавных фильтров. Величины виброускорений фиксировались в Дб и m/c^2 .

Стендовые испытания проводились в соответствии с ГОСТом 19089-73. Определять виброизолирующие свойства стандартной тары - ящиков из гофрированного картона с бугорчатыми картонными прокладками. Исследования на ударные воздействия проводились по ГОСТ 18425-73, на вибропрочность – в соответствии с ГОСТ 21136-75.

Для проведения этих исследований был разработан комплект специальных методик, создан стенд для имитации ударных нагрузок и сформирован программно-аппаратурный комплекс, состоящий из вибростенда (ВЭДС-10А), платформы, пьезоэлектрических датчиков, стандартной виброизмерительной аппаратуры и микропроцессорной системы контроля виброускорений в реальном масштабе времени с аналогоцифровым адаптером.

Имитация ударных нагрузок при попадании транспортного средства в яму или наезде на препятствие осуществлялась путем «сбрасывания» ящика для транспортировки яиц на бетонное основание с расстояния 0,05, 0,01 и 0,015м.

Пьезоэлектрорезистивные датчики устанавливались на 1-ом, 3-ем и 6-ом ряде по высоте от основания ящика. Производилось по пять замеров на каждом уровне, определялись пиковые значения виброускорений, их средние значения и средние квадратические отклонения. Моделирование вибрационной нагруженности осуществлялось путем создания вынужденных колебаний рабочего стола вибростенда с фиксированной частотой и амплитудой виброускорений. При этом один пьезоэлектрический датчик крепился к основанию платформы, жестко связанной со столом вибростенда. С его помощью регистрировались входные колебания основания платформы. Вторым пьезоэлектрическим датчиком поочередно устанавливался непосредственно в контейнере для эмбрионов птиц на 1, 3 и 6-ом уровнях шести уровневой упаковки. Им регистрировались колебания специально изготовленной модели яйца. Все уровни упаковки были полностью заполнены.

При исследованиях генерировались частотно-амплитудные параметры виброускорений в пределах 5 ... 3000 Гц и 1,5 ... 30,0 m/c^2 .

На рисунке 1 показана типовая диаграмма вибрационной нагруженности на 1,3 и 6-ом уровнях стандартной тары, возникающих при транспортировке автомобильным транспортом.

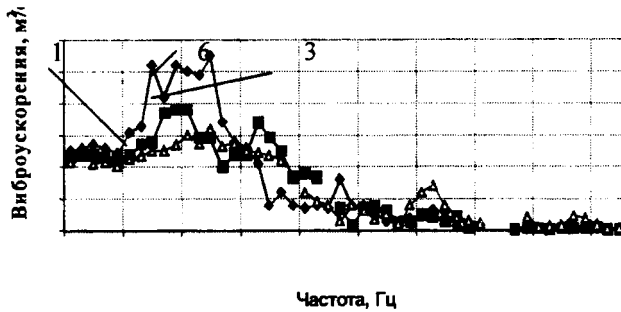


Рис.1

Анализ полученных результатов показал следующее.

Наибольший уровень виброактивности при использовании стандартной тары возникает на верхних уровнях упаковки (позиция 6 рисунка) и верхних ящиках при размещении транспортируемых ящиков в вертикальных рядах на частотах, менее 200-300 Гц, что связано с возникновением резонансных явлений.

Существующая система виброизоляции в виде картонной коробки с прокладками между транспортируемыми яйцами обеспечивает достаточно эффективную их защиту на частотах, превышающих 300 - 400 Гц и оказывается недостаточно эффективна в низкочастотном диапазоне.

В процессе транспортировки яиц в упаковке при ударных нагрузках (попадание колес автомобиля в углубления или наезд на препятствие) также возникают резонансные явления на частотах, меньших 200 - 300 Гц, приводящие к повышенной динамической нагруженности преимущественно верхних рядов упаковки.

При оценке в лабораторных условиях влияния амплитудно-частотных характеристик нагруженности на жизнеспособность эмбрионов птиц была установлена необходимость их повышенной виброзащиты в низкочастотном диапазоне.

На основании анализа полученных результатов были установлены наиболее рациональные, с позиций сохранения жизнеспособности эмбрионов птиц, частотный диапазон и уровень виброзащиты, которые были использованы при создании контейнера для транспортировки инкубационных яиц.

Проведенные исследования опытных образцов контейнеров для транспортировки инкубационных яиц подтвердили их высокую эффективность и корректность разработанных методических подходов к созданию систем виброзащиты хрупких и живых объектов перевозках мобильным транспортом по дорогам с покрытиями и грунтовыми дорогам. Созданная система виброзащиты позволяет снизить потери эмбрионов птиц на 60-70 % и повысить выводимость цыплят на 15-20%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработаны, апробированы и показали высокую эффективность методические подходы к созданию систем виброзащиты хрупких и живых объектов при их транспортировке мобильным транспортом по дорогам с покрытиями и грунтовыми дорогам, позволяющие создать контейнеры с технически обоснованными и экономически целесообразными частотными диапазонами и уровнями виброизоляции.

Их использование позволяют значительно улучшить защиту от динамических воздействий, вибрации и ударов хрупких объектов при их транспортировке.

Литература. Борисова Л.Н., Евлатова Е.Р. Зарубежный опыт применения амортизирующих материалов, прокладок и устройств при перевозке грузов. - М., 1986, вып.1.-200с.

СОЗДАНИЕ ХОДОВЫХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ШАГАЮЩИМИ КОЛЕСАМИ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Одним из направлений конструкторского поиска является выбор таких схем движителей тягово-транспортных средств, которые позволили бы в зависимости от конкретных условий реализовать различные принципы передвижения.

Необходимость создания движителя тягово-транспортного средства для разнообразных условий передвижения с неизменным сохранением высокой эффективности и надежности его использования во всем диапазоне этих условий наводит на мысль о создании движителя, воплощающего в себе положительные качества колеса и шагания.

Мысль о сочетании в одном движителе и качения и шагания не нова. Попытки разрешить подобную задачу предпринимались некоторыми исследователями, что привело к созданию нескольких вариантов так называемых колесно-шагающих движителей. Некоторые из них нашли воплощение в макетных образцах.



Рис. 1. Колесно-шагающий движитель типа «Го-девилль».

Так, фирмой Вагнер (США) был изготовлен опытный образец колесно-шагающего движителя типа «Го-девилль» (рис. 1). Отличительной особенностью данного движителя является то, что продольные рычаги подвески, на которых установлены колеса, могут поворачиваться относительно корпуса машины на 360° . Имеются отдельные силовые приводы к колесам и рычагам подвески. При использовании привода к колесам движитель ничем не отличается от обычного колесного. При вращении рычагов подвески корпус машины перемещается по траектории, описываемой рычагами, и таким образом происходит своеобразное «шагание». Машина образована из двух шарнирных секций, что обеспечивает ее поворот.

Несмотря на достаточно высокую проходимость, колесно-шагающий движитель типа «Го-девиль» имеет существенные недостатки, заключающиеся в том, что режим шагания связан с большими сложностями управления и неравномерностью движения.

К другой разновидности колесно-шагающего движителя можно отнести движитель типа «Пади-вагэн» осуществленный в вездеходе «Терра-Стар» (США). Вездеход, названный «Терра-Стар» (рис. 2) был разработан фирмой «Локхид». Ходовая часть машины состоит из четырех колесных тележек, каждая из которых объединяет по три шины низкого давления. Шины вращаются вокруг осей расположенных параллельно поперечной оси тележки на опорах в виде массивных спиц, образующих трехлучевую звезду, жестко сидящую на оси тележки.

При движении по твердому грунту ось колесной тележки неподвижна и вращение передается только малым колесом. В этом случае вездеход движется как многоприводный автомобиль на восьми пневмокатках. При движении по вязкому грунту ось тележки освобождается и вращение передается и спицам, и шинам. Вездеход, как бы шагает по вязкому грунту. Недостатком движителя можно считать его громоздкость.

Лаборатория новейших систем при «Бронетанковом и автотракторном управлении армии США» спроектировала и разработала экспериментальный макет с колесно-шагающим движителем. Он представляет собой четырехколесное шасси, состоящее из двух секций, соединенных друг с другом механизмом с двумя степенями свободы. Гидрообъемные мотор-колеса приводятся от двух главных насосов, а третий насос обеспечивает гидравлическую систему перемещения колес и управления машиной. Система подвески состоит из шарнирных рычагов (механизмов шагания), расположенных по краям машины. Верхний рычаг механизма шагания укреплен шарнирно на корпусе, а колесо с индивидуальным приводом крепится к нижнему рычагу. Положение верхнего рычага относительно корпуса и другого рычага регулируется отдельными управляемыми гидроцилиндрами. Управление движением осуществляется вручную с помощью рукояток для каждого управляемого элемента. Движение в режиме шагания осуществляется за счет поочередного переноса колес вперед относительно корпуса, а затем переноса корпуса вперед относительно неподвижных колес. При включении привода вращения колес машина ничем не отличается от обычной колесной.

Известен колесно-шагающий движитель, в котором колеса с индивидуальными приводами вращения укреплены на раме транспортного средства с помощью двух гидроцилиндров, один из которых исполняет роль элемента подвески, а второй создает продольные перемещения колеса. Передвижение в шагающем режиме осуществляется следующим образом: в первый период колеса одного борта передвигаются в ведущем режиме на длину шага, затем они блокируются, а корпус машины при помощи гидроцилиндра перемещается вперед на величину шага. Колеса обоих бортов передвигаются попеременно: если колеса одного борта движутся в ведущем режиме, то колеса второго борта в это время заблокированы и, упираясь в грунт, создают упоры для перемещения корпуса машины вперед. При застопоренных гидроцилиндрах и включенных приводах вращения колес машина ничем не отличается от обычной колесной.

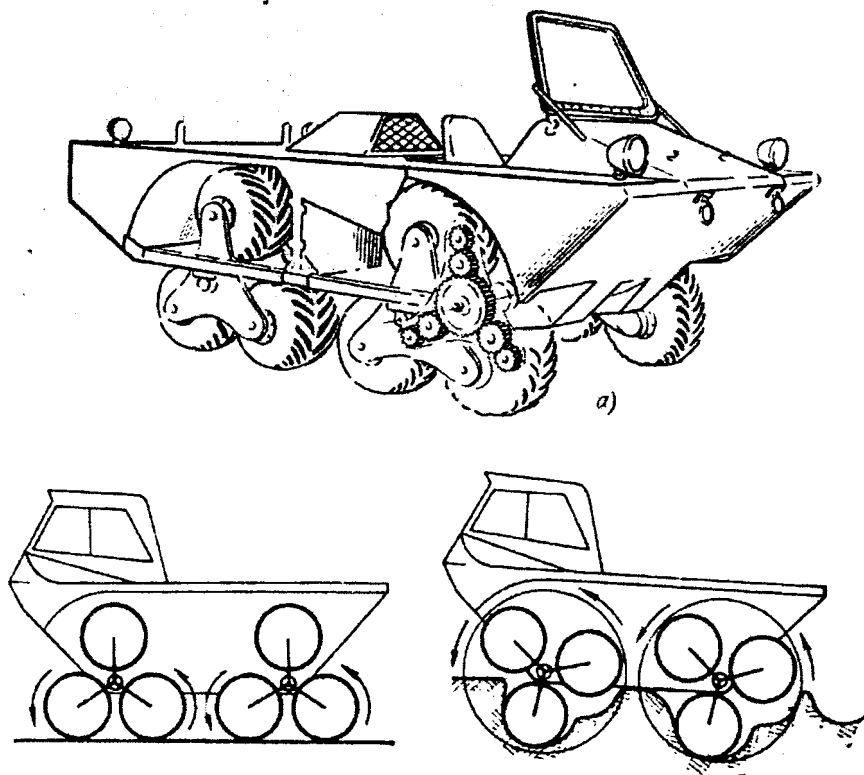


Рис. 2. Вездеход «Терра-Стар» компании «Локхид».

Как следует из вышеприведенных примеров, реализация принципа шагания в колесно-шагающих движителях хотя в основном и соответствует схеме чистого шагания, однако в то же время имеются некоторые особенности.

В общем случае колесно-шагающий движитель можно представить как обычный шагающий, у которого опоры механизмов шагания выполнены в виде колес, связанных с приводами вращения. В процессе передвижения в шагающем режиме механизмы шагания с помощью привода шагания обеспечивают возвратно-поступательное перемещение осей колес, при котором оси колес то перемещаются относительно корпуса машины против движения, то выносятся вперед по определенной траектории, причем в зависимости от характера переноса можно получить различные качества колесного шагания. Перенос колес может осуществляться следующими способами: с разгрузкой переносимого колеса от веса машины; без разгрузки от веса машины.

Способ передвижения при переносе колес по второму варианту имеет некоторые преимущества перед первым, так как при этом решается часть проблем, возникающих при чисто шагающем способе передвижения, а именно:

- в этом случае требуются прямолинейные или приближенно прямолинейные перемещения осей колес, а такой характер траектории позволяет применять простейшие по кинематике механизмы;

- для чистого шагающего способа передвижения отрыв опор механизма шагания от грунта, представляя некоторые возможности по увеличению проходимости, вызывает в то же время большие трудности по обеспечению необходимых условий при последующем восприятии опорной поверхности;

- в колесно-шагающем движителе, в котором колеса переносятся без разгрузки от веса машины, колесо может достаточно хорошо исполнять роль адаптируемого элемен-

та, и поэтому, проблема приспособления опор к опорной поверхности в режиме шагания решается более просто;

- при переносе колеса без разгрузки форма и положение многоугольника опор меняются незначительно, что исключает значительное ограничение шагания по устойчивости передвижения и позволяет обеспечить колесное шагание в малоопорных транспортных машинах (практически начиная с трехопорных);

- ввиду того, что колеса перемещаются безотрывно от опорной поверхности, переходить на колесный режим можно практически в любых положениях механизмов шагания.

Чисто шагающий способ передвижения невозможно классифицировать по способу переноса опор. Он отличается лишь величиной некоторых параметров траектории этапа переноса. Возможность переноса колес в колесно-шагающем движителе различными способами и представляет собой основную отличительную особенность совместной реализации принципа качения и шагания в одном движителе.

Учитывая вышеуказанное, наибольший интерес представляет колесно-шагающий движитель, у которого колеса в режиме шагания перемещаются по опорной поверхности безотрывно. Отметим, что при движении с отрывом переносимых колес от опорной поверхности основные показатели передвижения аналогичны обычному шагающему, и в этом случае имеет место не колесно-шагающий принцип, сочетающий одновременное шагание и качение колес, а принцип колесного шагания, когда в процессе шагания колеса выполняют лишь роль опор, но не движителя.

Литература. 1. Liston R.A. Walking machine studies//The Military Engineer, 1967. – vol.59, №338, p.10. 2. Артоболевский И.И. Некоторые проблемы конструирования шагающих машин. М.: Вестник АН СССР, №2, 1969. – с.82-92. 3. Агейкин Л.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. М.: «Машиностроение», 1972. – 181с. 4. Егоров Ю.Е. БАМостроительный комбайн//Изобретатель и рационализатор, 1975. – №9, с.15. 5. Четкарев В.К. Две ноги и... ходит//Изобретатель и рационализатор, 1981. – №6, с.15. 6. Романов А.И. Ноги для трактора//Изобретатель и рационализатор, 1982. – №3, с.7. 7. Тезисы докладов I-ой Всесоюзной конференции «Механика и управление движением шагающих машин», г. Волгоград, 1-3 июня 1988г., Волгоградский политехнический институт. – 121с. 8. Скойбеда А.Т., Дашук Н.В. Использование шагающего движителя в тягово-транспортных машинах//Материал международной научно-технической конференции, посвященной 75-летию БГПА «Состояние и перспективы развития науки и подготовки инженеров высокой квалификации в Белорусской государственной политехнической академии». Минск, 1995. – ч.2, с.42.

МЕТОДЫ РЕАЛИЗАЦИИ ШАГАЮЩЕГО СПОСОБА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ В ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВАХ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Интерес к шагающему способу передвижения с целью использования его в движителях транспортных средств проявляется уже давно. Еще в позапрошлом столетии русский математик П.Л. Чебышев одним из первых занимался вопросами создания шагающих машин. Однако наиболее интенсивные исследования этого способа передвижения начались в конце 50-х годов прошлого столетия.

В общем случае шагающий способ передвижения может быть реализован как в собственно шагающих движителях или машинах, так и в комбинации с другими способами передвижения. В свою очередь, собственно шагающие движители или шагающие машины можно классифицировать на следующие категории, характеризующиеся способом построения траектории опоры или управления ею: на основе жестких рычажных систем; с моделированной траекторией; с педипуляторным управлением; адаптивные.

Шагающие машины на основе рычажных систем обеспечивают жесткую траекторию опоры и характерны тем, что в качестве механизма шагания используется какой-либо готовый механический преобразователь или по выбранной оптимальной траектории синтезируется нужный механизм. Родоначальником этого направления является П.Л. Чебышев, а прообразом этого класса машин является его стопоходящая машина, которая состоит из четырех прямил, имеющих общий привод к кривошипам, и шарнирно соединенных с ними опорных стоек. При вращении кривошипов корпус перемещается горизонтально и равномерно.

К характерным недостаткам этого класса машин можно отнести следующие: неравномерность вращения, в большинстве случаев, ведущего вала привода; отсутствие управления высотой машины; отсутствие возможности выбора точки опоры.

Желание обеспечить более эффективное передвижение привело к созданию шагающих машин с гибкой моделированной траекторией. В этом случае выбранная номинальная траектория может изменяться оператором по нужным параметрам. Примером этого класса машин является шагающая машина Шигли, созданная на основе копирующего пантографного механизма. Конструктивно шагающая машина состоит из 16 пантографных механизмов, по четыре в каждой угловой части машины. Использование гидравлики устранило некоторые недостатки привода. Характер траектории опоры и структура движителя обеспечивали достаточную уравновешенность инерционных сил, что позволяло передвигаться со скоростью до 9 м/с. Однако, реализация имеющихся возможностей по изменению траектории оказалась затруднительной, так как в этом случае оператору пришлось бы одновременно управлять 16-ю опорами. Таким образом, создание конструкции без обеспечения простого способа управления оказалось невозможным.

Поиски эффективной системы управления передвижением шагающей машины привели к идее использования естественных способностей человека управлять своим движением. Это привело к созданию шагающих машин с так называемым педипуляторным управлением. Этот принцип основан на использовании обратной силовой связи. В этом случае человек контролирует свои физические действия посредством не-

скольких органов чувств, а основной механизм шагания реагирует на усилие и перемещение конечностей человека. При этом часть усилия на механизме шагания в виде отраженного сигнала через обратную силовую связь воздействует на органы чувств человека, воспроизводя в соответствующем масштабе реальную физическую картину внешнего воздействия. С целью отработки системы обратной силовой связи был создан ряд механизмов такого типа под общим названием «кибернетические антропоморфные системы» (фирма-изготовитель «Дженерал электрик К^о»). По мере отработки системы управления с обратной силовой связью «Бронетанковое и автотракторное управление армии США» совместно с фирмой «Дженерал электрик К^о» впервые изготовило четырехопорную шагающую машину, в которой оператор управлял опорами машины с помощью ручных рычагов и ножных педалей, причем правая рука оператора управляла правой передней опорой, правая нога – правой задней опорой и т.д.. Машина может двигаться вперед и назад, поворачиваться, преодолевать препятствия высотой 1.2 м, транспортировать груз массой 200 кг, максимальная скорость – 4.5 м/с, длина опоры – 2 м, собственная высота – 3.3 м. Система привода и управления выполнена так, что может быть достигнуто увеличение силы оператора в 120, а перемещения – в 4 раза. Несмотря на то, что шагающие машины с педипуляторным управлением имеют весьма благоприятные предпосылки по реализации возможностей шагающего способа передвижения, они имеют существенный недостаток, заключающийся в том, что движение осуществляется при непосредственном участии человека и при этом интенсивность работы машины определяется физическими возможностями оператора.

Другим направлением является создание так называемых адаптивных шагающих машин, в которых человеческие возможности, с точки зрения мышления и органов чувств, заменяются соответствующими датчиками адаптации и вычислительной техникой. Продолжающиеся успешные разработки систем управления и адаптации позволяют говорить о возможности создания подобных шагающих машин, представляющих практический интерес. Машины этого направления имеют много общего и развиваются параллельно с промышленными роботами и манипуляторами, управляемыми от ЭВМ.

Стремление повысить скорость шагающих движителей с возвратно-поступательным движением переноса опорных башмаков привело к созданию схемы с цепным конвейером, несущим каретки с направляющими, в которых (с возможностью возвратно-поступательного движения) установлены ноги с опорными башмаками. Такие конвейеры с горизонтально расположенными плоскостями цепей установлены вдоль левого и правого бортов машины и приводятся в движение тяговыми звездочками. Макетный образец машины с описанной ходовой системой изготовлен в Волгоградском политехническом институте. В настоящее время он проходит стадию доводки и испытаний, в том числе в качестве машины сельскохозяйственного назначения. Схема конвейерной шагающей системы разрабатывалась также изобретателем В.И. Лобачевым. Введение конвейера позволяет повысить скорость движения, но значительно увеличивает сложность и вес конструкции движителя, а также делает его громоздким и малонадежным. Кроме того, в конвейерной схеме сохранено вертикальное возвратно-поступательное движение ног и башмаков с присущими ему недостатками, по-прежнему ограничивающими дальнейшее повышение скорости.

Несмотря на большое разнообразие конструктивных решений реализации способа шагания в машинах, практически нет примера его удачного воплощения, который мог бы быть использован конструкторами транспортных машин. Как показывают исследования, использование способа шагания в движителях тягово-транспортных машин дает качественный рост основных показателей передвижения по сравнению с обычными распространенными движителями, причем в том как и каким методом осуществлять

шагание, заложены большие потенциальные возможности по улучшению этих показателей.

Литература. 1. Liston R.A. Walking machine studies//The Military Engineer, 1967. – vol.59, №338, p.10. 2. Бескин И.А. Транспорт для бездорожья. М.: «Знание», 1971. – 48с. 3. Агейкин Л.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. М.: «Машиностроение», 1972, 181с. 4. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность-машина. М.: «Машиностроение», 1973. – 507с. 5. Новые виды транспорта и движения/Молярчук В.С., Мельник А.Д., Михайлов В.В. М.: «Транспорт», 1975. – 129с. 6. Движители. М.: «Знание», 1983. – 63с. 7. Тезисы докладов I-ой Всесоюзной конференции «Механика и управление движением шагающих машин», г. Волгоград, 1-3 июня 1988г., Волгоградский политехнический институт. – 121с.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ

13 декабря 2002 г., 9.00 – 13.00
1-й учебный корпус БНТУ
аудитория 202

Руководители секции:

Василевич Ю.В. – д.ф.-м.н., профессор

Демьянушко И.В. – д.т.н., профессор

Чичко А.Н. – д.ф.-м.н., профессор

Секретарь: **Кравчук А.С.** – к.т.н., доцент

УДК 621.001+536.75

П.И. Ящерицын, М.Л. Хейфец, С.В. Кухта, В.В. Яскевич

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИНТЕНСИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА КОНСТРУКЦИОННЫЙ МАТЕРИАЛ ДЕТАЛИ

*НАН Беларуси, Минск, Беларусь
Полоцкий государственный университет
Новополоцк, Беларусь*

В последнее время процессы интенсивной обработки рассматриваются с системных позиций, как последовательности преобразований вещества, энергии и энтропии в материальных и информационных подсистемах, направленные на изменение точности и качества поверхностей детали и физико-механических свойств материала. Для анализа путей интенсификации формирования структур и фаз поверхностных слоев деталей в обрабатывающей системе выделяются нестабильные переменные, которые подчиняют себе развитие, эволюцию стабильных в данном процессе параметров. Такой подход позволяет рассматривать любую структуру, как самостабилизирующийся энергетической обусловленностью комплекс [1]. При эволюции чередование переходов системы из устойчивого в неустойчивое состояние сопровождается сменой масштабного уровня процесса поглощения энергии и образованием диссипативных структур.

Изучение явлений наследования свойств, состояний, фаз и структур поверхностных слоев, формируемых в процессах интенсивной обработки, проводится на основании физико-химического анализа, с использованием топологических моделей - геометрических образов соотношений: состав - свойство системы [2]. Для описания процессов модифицирования поверхностных слоев при воздействиях концентрированными потоками энергии исследуется открытая технологическая система с дополнительными тер-

модинамическими степенями свободы (С) и рассматривается формирование диссипативных структур и фаз (Ф), рассеивающих избыток подводимой энергии.

Для получения модифицированных слоев с определенными структурами или фазами на основании физико-химического анализа [2]: 1) рассматривается связь степеней свободы системы С с формирующимися фазами Ф; 2) определяется рациональное число С и структура взаимосвязи степеней свободы; 3) по результатам оптимизации числа степеней свободы С, конструируется расположение фаз Ф в поверхностных слоях металла.

Основными принципами анализа физико-химических диаграмм являются предложенные Н.С. Курнаковым принципы непрерывности и соответствия. Принцип непрерывности затрагивает образование и распад фаз физико-химической системы при введении компонентов (К) и наложении полей (П), описываемые уравнением Гиббса:

$$K + П - Ф - С = 0,$$

где К - число компонентов, т.е. число веществ достаточных для того, чтобы определить состав любой фазы, П - число переменных налагаемых полей параметров (температуры, давления, гравитационных, электрических, магнитных и др.), Ф - число однородных фаз, под которыми подразумеваются массы, отличающиеся по составу и по термодинамическим свойствам, С - число термодинамических степеней свободы, т.е. число независимых переменных (скорости, мощности, интенсивности и т.п.) которые можно произвольно изменять без нарушения числа фаз системы.

Принцип соответствия, позволяет представить: компоненты К физико-химической системы - точками диаграммы, которые образуют для комплекса узлы графа или вершины (В) многогранника; переменные налагаемые на систему поля П - поверхностями или гранями (Г) комплексов. Тогда, образующиеся при появлении новых и исчезающие при распаде старых фаз Ф линии соединения вершин В или пересечения граней Г целесообразно обозначить ребрами (Р) формируемого графа или многогранника [2].

Таким образом, между физико-химической системой произвольного, неограниченного состава, описываемой уравнением Гиббса и диаграммой состояния – геометрическим образом системы любой размерности, описываемой формулой Эйлера:

$$В + Г - Р - Х = 0,$$

существует соответствие, позволяющее рассматривать степени свободы С системы, как эйлеровы характеристики (Х) многогранника [2].

Возникновение новых и исчезновение старых фаз и структур прерывисто, скачком изменяющие состояние системы, при использовании принципа непрерывности, ставят вопрос о структурно-фазовой устойчивости физико-химической системы в целом. Это требует исследования системы в окрестностях особых точек диаграмм (минимумов, максимумов, точек перегиба, эвтектических), главным образом сингулярных точек, в которых физико-химический состав сохраняется с изменением внешних условий. Так как образование сингулярных точек создает предпосылки для формирования новых связей (фаз, структур и т.п.), это отражается на числе ребер Р и может изменить число степеней свободы С системы.

Поверхности раздела структур и градиенты свойств слоев формирующих композиционный материал изделия, определяются технологическими барьерами, которые дают возможность установить граничные условия процессов послойного синтеза. Воздействия концентрированными потоками энергии сообщают обрабатываемой поверхности импульсы, при этом скорость и ускорение распространения фиксируются на всех участках их прохождения. Так, о скорости распространения энергии можно судить по распределению значений параметров упрочнения по глубине поверхностного слоя. Величина энергии импульса пропорциональна площади, расположенной под кривой упрочнения, которую можно

определить графическим интегрированием. Ускорение, то есть первая производная от скорости, получаемая графическим дифференцированием, характеризует величину и положение силы, сопротивления проникновению импульса в поверхностный слой [2].

При фазовых переходах II рода теплота переходов равна нулю, первые производные свободной энергии по параметрам состояния непрерывны, а вторые производные меняются скачкообразно. Поэтому, рассматривают вторую производную от импульса энергии $P\tau$ по глубине H поверхностного слоя. Для глубины распространения $H=f^*(P\tau)$, согласно правилу дифференцирования функции, обратной данной $P\tau=\varphi^*(H)$:

$$\frac{\partial^2(P\tau)}{\partial H^2} = \frac{\partial P \cdot \partial \tau}{\partial^2 H};$$

так как ускорение – производная скорости: $\frac{\partial v}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 H}{\partial \tau^2}$,

$$\text{то } \frac{\partial^2 H}{\partial \tau} = \partial v \text{ и тогда } \frac{\partial^2(P\tau)}{\partial H^2} = \frac{\partial P}{\partial v}$$

То есть вторая производная от импульса энергии по глубине распространения равна производной от необратимой силы по скорости и описывает условие устойчивости Г.Циглера $\partial P/\partial v \geq 0$, показывающее, что стационарное состояние обрабатываемой системы асимптотически устойчиво по А.М.Ляпунову. Следовательно, вторую производную от импульса энергии по глубине поверхностного слоя можно рассматривать как технологический барьер, выделяющий условные поверхности раздела слоев с различными структурами [2].

Конфигурацию границ позволяет рассмотреть компьютерное поверхностное и твердотельное моделирование, при этом задачи моделирования послойно формируемых оболочек не сводится к простому масштабированию, а учитывают конструктивные особенности и специфические условия технологий, связанные с устойчивостью процессов, взаимопроникновением слоев и другими поверхностными явлениями.

Для изучения явлений пространственно-временного распределения результатов технологических воздействий в конструкционном материале необходимо исследовать материал изделия как распределенную систему с позиции общей теории систем. Общая теория систем изучает роль локальных свойств элементов и организации их связей в определении глобальных свойств системы. Теория распределенных систем важна для технологических приложений, поскольку конструкционные материалы имеют два основных уровня организации: атомно-молекулярный и структурно-фазовый. Свойства элементов этих уровней принципиально различны, тем не менее на каждом из уровней могут решаться одинаковые задачи. Для описания свойств конструкционного материала в первую очередь рассмотрим распределенную систему взаимодействующих элементов в структурно-фазовом масштабе технологической среды, то есть на уровне ткани [3].

Состояние и простейшие акты поведения формально возбудимой среды можно моделировать на дискретной однородной среде логических функций. Этот класс моделей возбудимых тканей называют «непрерывными средами», а дискретные модификации — «типа непрерывных сред», поскольку они удовлетворяют следующему основному принципу: функционально связными по передаче возбуждения являются только геометрически соседние точки.

В общем случае дискретные модели имеют структуру простых сетей N_s^n , а непрерывные модели определяются на непрерывных многообразиях типа действительного пространства R^n с использованием естественных «топологических связей» точек-клеток этого пространства. Для выделения моделей тканей с локальными взаимодействиями точек-клеток используют название «точечная ткань», поскольку передача возбуждения здесь осуществляется по принципу «от точки к точке». Точечная ткань – это множество локально взаимодействующих точек-клеток. Как модель непрерывной воз-

будимой среды точечная ткань является кинематической моделью и удобна для изучения глобальных свойств распространения волн возбуждения без учета динамических эффектов, присущих реальным технологическим средам.

Дискретные модели ткани определяют на сетевых графах. Задание некоторого графа G означает задание возможных функциональных связей в множестве клеток-вершин X . Дальнейший переход от данной структурной схемы $G(X)$ к некоторой модели ткани $T(X)$ связан с выбором формы функционального оснащения структурных элементов графа. При формальном подходе вершинам приписываются некоторые свойства клеток, а ребрам — свойства передачи некоторых воздействий, влияющих на свойства вершин-клеток [3].

В общем случае свойства каждой вершины $x \in X$ можно описывать некоторым множеством состояний $Z = \{z_1, \dots, z_m\}$ с указанием: 1) графа переходов $P(Z)$ в этом множестве состояний; 2) свойств переходов в P для разных воздействий действующих на данную клетку x через внутренние или внешние связи; 3) связи состояний ребер-связей, выходящих из x , с состоянием клетки x .

Математическое содержание этих общих формальных отношений может широко варьироваться. Ограничимся упрощенной формальной схемой процесса миграции одиночного акта смены состояний клеток. Рассмотрим какую-либо одну возбудимую клетку и определим ее поведение как поведение конечного автомата. Идея метода клеточных автоматов заключается в дискретном описании реальной физико-химической системы большим числом составляющих ее элементов — клеток. Каждая из этих клеток изменяет свое состояние при новом шаге дискретного времени в зависимости от того, какими были эта клетка и ее ближайшее окружение прежде.

Модель методов изготовления деталей машин без формообразующей оснастки представляет собой конечный автомат. Приняв за функциональные состояния технологической системы различные способы наращивания слоев строится кинетическая схема конечного автомата при: I) прямом получении деталей; II) послойном синтезе; III) быстром прототипировании; IV) формировании трехмерных объектов;

Представив блок-схемами совокупности режимов для каждого функционального состояния, получают алгоритмические схемы состояний технологической среды. Соединив алгоритмические схемы состояний строят клеточный автомат технологической среды при прямом выращивании изделий. Рассматривая взаимосвязи состояний конечного автомата, получают граф состояний клетки-элемента технологической среды.

Графы состояний, возбудимой клетки-автомата в совокупности описывают поведение клеточного автомата технологической среды при прямом выращивании изделий, представимое графом состояний клетки - элемента технологической среды. Так граф состояний для: I) прямого получения деталей, главным образом будет представляться режимами с разбиением состояния покоя; II) послойного синтеза, прежде всего будет описываться разбиениями состояний рефрактивности и возбуждения; III) быстрого прототипирования, в первом приближении - общей схемой.

В результате граф состояний может быть эффективно использован для описания функциональных состояний элементарных клеток технологической среды. Для понимания функциональной организации технологических сред моделируемых точечными тканями в первую очередь требуется определить необходимые и достаточные условия невырожденного распространения, инициированного начальным возбуждением точек, со своей конфигурацией связей, а затем выявить топологию траектории фронта волны возбуждения при тех же начальных условиях. Индивидуально каждая точка-клетка континуальной модели точечной ткани не отличается по свойствам своего поведения от клеток дискретной модели и может находиться в одном из трех состояний: покоя, возбуждения, рефрактивности. В результате волны возбуждения ткани могут описывать с

применением классических волновых принципов распространение интенсивных воздействий в технологической среде и моделировать изменение и передачу состояния и свойств конструкционного материала.

Таким образом, с позиций теории распределенных систем границу распространения технологических воздействий в конструкционном материале – технологический барьер, целесообразно представить вырождением распространения фронта волны возбуждения, для определения которого требуется знать необходимые и достаточные условия невырожденного распространения и топологию связей фронта волны возбуждения.

Литература. 1. Иванова В.С., Баланкина А.С., Бунин И.Ж., Оксогоев А.А Синергетика и фракталы в материаловедении.-М.: Наука, 1994.-383с. 2. Хейфец М.Л., Кожуро Л.М., Мрочек Ж.А. Процессы самоорганизации при формировании поверхностей.- Гомель: ИММС, 1999.-276с. 3. Смолянинов В.В. Математические модели биологических тканей.-М.: Наука, 1980.-368с.

УДК 539.3

Ю.В. Василевич, С.В. Акимова, О.И. Алейникова

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НОВЫХ АНИЗОТРОПНЫХ МАТЕРИАЛОВ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Разработка многих новых аналитических решений трехмерных граничных задач анизотропного тела основывается на подходе и методах построения решений для изотропных тел.

При решении задачи об определении напряженно-деформированного состояния в изотропном полупространстве в зависимости от заданной нормальной нагрузки на поверхности $z = 0$, Галин Л.А., следуя Лурье А.И. [2], воспользовался функциями, введенными Папковичем П.Ф. и Нейбером [3]. Компоненты перемещений были выражены через гармонические функции $\Phi_i (i = \overline{1,4})$. Вследствие отсутствия при $z = 0$ касательных напряжений $\tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$ получены два соотношения, связывающие между собой Φ_i . Воспользовавшись свойством регулярности гармонических функций и введя новую гармоническую функцию, Галин Л.А. выразил Φ_i через нее. В итоге оказалось, что компоненты напряжений и перемещений выражены через одну гармоническую функцию [1].

Ниже излагается новый подход к решению вышеописанной задачи, который в дальнейшем положен в основу построения решения граничных задач для упругих тел, обладающих анизотропными свойствами материала.

Уравнением равновесия $\sigma_{ij,j} = 0 (i, j = 1, 2, 3)$ при отсутствии объемных сил удовлетворим, если положим

$$\begin{aligned}
\sigma_x &= \partial^2 \Phi_1 / \partial y^2 + \partial^2 \Phi_3 / \partial z^2, & \tau_{xy} &= -\partial^2 \Phi_1 / \partial x \partial y, \\
\sigma_y &= \partial^2 \Phi_1 / \partial x^2 + \partial^2 \Phi_2 / \partial z^2, & \tau_{yz} &= -\partial^2 \Phi_2 / \partial y \partial z, \\
\sigma_z &= \partial^2 \Phi_3 / \partial x^2 + \partial^2 \Phi_2 / \partial y^2, & \tau_{xz} &= -\partial^2 \Phi / \partial x \partial z,
\end{aligned} \tag{1}$$

где $\Phi_i(x, y, z)$ - некоторые дифференцируемые функции; остальные обозначения общеприняты.

Уравнения закона Гука для касательных напряжений будут тождественно удовлетворены, если компоненты перемещений U, V, W запишем в виде

$$\begin{aligned}
U &= -0,5a_{66} \partial / \partial x (\Phi_1 - \Phi_2 + \Phi_3), \\
V &= -0,5a_{66} \partial / \partial y (\Phi_1 + \Phi_2 - \Phi_3), \\
W &= -0,5a_{66} \partial / \partial z (-\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3);
\end{aligned} \tag{2}$$

здесь $a_{66} = 2(a_{11} - a_{12})$, a_{ij} - постоянные упругости.

Представим функции Φ_i в форме

$$\Phi_i = z(\alpha\varphi + \alpha_i\varphi_i) + \psi + \beta_i\psi_i + \alpha\phi, \tag{3}$$

где $\alpha, \alpha_i, \beta_i$ - произвольные коэффициенты; $\varphi, \psi, \varphi_i, \psi_i$ - некоторые гармонические функции; $\phi = \int \varphi(x, y, z) dz$, $\partial\phi / \partial z = -\varphi(x, y, z)$, $\partial\varphi / \partial z = -\partial^2\phi / \partial z^2$.

С учетом формул (2), (3) потребуем обращения в тождества трех уравнения закона Гука для нормальных напряжений. Условие будет выполнено, если $\Phi_i = 0$, $\psi = \psi_2 = \psi_3 = 0$,

$$\beta_1\psi_1 = -\frac{2\alpha(a_{11} + a_{12})}{a_{11}}\phi,$$

где $\alpha = (a_{11} - a_{12})^{-1}$.

Таким образом, компоненты напряжений и перемещений выражаются по формулам (1) и (2) с учетом найденных выражений для Φ_i

$$\Phi_1 = z\alpha\varphi + \beta_1\psi_1 + \alpha\phi, \quad \Phi_2 = \Phi_3 = z\alpha\varphi + \alpha\phi.$$

Полученные формулы для напряжений и перемещений совпадают с известными формулами Галина Л.А. [1].

Предположим, что полупространство является анизотропным и имеет три плоскости упругой симметрии. Требуется получить общие формулы для расчета напряженно-деформированного состояния упругого тела при действии на его границу нормальной нагрузки.

Уравнениям равновесия удовлетворим если положим, что компоненты напряжений представлены в форме (1), при этом $\Phi_i = \Phi_i(x_1, y_1, z_1)$ - некоторые дифференцируемые функции переменных $x_1, y_1 = \mu y, z_1 = \lambda z$; μ, λ - безразмерные коэффициенты.

Выразим компоненты перемещения в виде

$$\begin{aligned}
U &= -\partial / \partial x (c_{11}\Phi_1 + c_{12}\Phi_2 + c_{13}\Phi_3), \\
V &= -\partial / \partial y (c_{21}\Phi_1 + c_{22}\Phi_2 + c_{23}\Phi_3), \\
W &= -\partial / \partial z (c_{31}\Phi_1 + c_{32}\Phi_2 + c_{33}\Phi_3),
\end{aligned} \tag{4}$$

где c_{ij} - произвольные коэффициенты.

Удовлетворяя уравнениям закона Гука для касательных напряжений [4] при помощи равенств (1), (4) найдем c_{ij}

$$c_{11} = c_{21} = -c_{31} = 0,5a_{66}, \quad c_{22} = c_{32} = -c_{12} = 0,5a_{44}, \quad c_{33} = c_{13} = -c_{23} = 0,5a_{55},$$

где a_{kk} - постоянные упругости, $k = \overline{4,6}$.

Представим функции $\Phi_i = \Phi_i(x_1, y_1, z_1)$ в виде

$$\begin{aligned}\Phi_1(x, \mu y, \lambda z) &= \beta(z\varphi(x, \mu y, \lambda z) + \psi(x, \mu y, \lambda z) + \gamma\phi(x, \mu y, \lambda z)), \\ \Phi_2(x, \mu y, \lambda z) &= \beta(z\eta\varphi(x, \mu y, \lambda z) + \eta\phi(x, \mu y, \lambda z)), \\ \Phi_3(x, \mu y, \lambda z) &= \beta(z\xi\varphi(x, \mu y, \lambda z) + \xi\phi(x, \mu y, \lambda z)),\end{aligned}\quad (5)$$

где φ, ψ - квазигармонические функции, удовлетворяющие дифференциальным уравнениям

$$(X + \mu^{-2}Y + \lambda^{-2}Z)\varphi = 0, \quad (X + \mu^{-2}Y + \lambda^{-2}Z)\psi = 0. \quad (6)$$

Здесь $X = \partial^2 / \partial x^2$, $Y = \partial^2 / \partial y^2$, $Z = \partial^2 / \partial z^2$;

$$\phi = \int_z^\infty \varphi(x_1, y_1, z_1) dz, \quad \partial\phi / \partial z = -\varphi; \quad \beta, \xi, \eta - \text{произвольные постоянные.}$$

Удовлетворим уравнениям закона Гука для нормальных напряжений на основании выражений (1), (4), (5). Следуя методике решения задачи для изотропного тела получим три выражения, каждое из которых представим в виде суммы двух выражений, одно из которых будет содержать множитель z . Приравнявая нулю каждое из выражений, получим две системы дифференциальных уравнений. Наличие произвольных постоянных, требование выполнения условия совпадения соответствующих левых частей уравнений и исследование их независимости позволили найти выражения $X\psi$ и $Y\psi$. С учетом найденных выражений на основании второго уравнения (6) определен явный вид функции ψ

$$\begin{aligned}\psi &= -2\{(a_{13} - a_{23}\mu^{-2})(a_{12}\xi + a_{22}\eta) + (a_{22}\mu^{-2} - (a_{11}a_{22})^{1/2}) \times \\ &\times [a_{13}\xi + a_{33}\eta + 0,5(-a_{66} + a_{44}\eta + a_{55}\xi)]\} \{\lambda^{-2}(a_{13}a_{22} - \\ &- a_{23}(a_{11}a_{22} - a_{23}(a_{11}a_{22})^{1/2}) + (a_{22}\mu^{-2} - (a_{11}a_{22})^{1/2})0,5a_{66}\}^{-1}\phi\end{aligned}$$

где $\lambda^2 = a_{44}/a_{66}$, $\mu^2 = (a_{23} + a_{33}\xi)/(a_{13} + a_{33}\eta)$, $\xi = a_{22}a_{66}/2\Delta$, $\eta = a_{66}\sqrt{a_{11}a_{22}}/2\Delta$,
 $\Delta = a_{22}(2a_{11}a_{44}/a_{66} - a_{13} - 0,5a_{55}) - a_{12}(2a_{12}a_{44}/a_{66} + 0,5a_{44} - a_{23})$.

Таким образом, представление функций Φ_i через комбинацию квазигармонических функций φ и ψ , позволило получить общие формулы для расчета напряженно-деформированного состояния анизотропного полупространства. Данное представление общих формул имеет место, если постоянные упругости удовлетворяют соотношениям

$$a_{66} = 2(\sqrt{a_{11}a_{22}} - a_{12}), \quad a_{55} = 2(\sqrt{a_{11}a_{33}} - a_{13}), \quad a_{44} = 2(\sqrt{a_{22}a_{33}} - a_{23}) \quad (7)$$

Формулы (7) могут быть использованы для расчета модулей сдвига в главных плоскостях симметрии анизотропного тела, а также при моделировании новых материалов с заданными анизотропными свойствами. Численный расчет модулей сдвига для некоторых анизотропных упругих материалов дал удовлетворительное совпадение с аналогичными величинами, полученными экспериментально. В итоге компоненты напряжений и перемещений выражаются через одну квазигармоническую функцию φ , явный вид которой определим исходя из решения конкретной граничной задачи [4].

Литература. 1. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. М.: Наука, 1980. – 304 с. 2. Лурье А.И. Теория упругости. – М.: Наука, 1970. – 940 с. 3. Neuber H. Ein neuer Ansatz zur Lösung räumlicher Probleme der Elastizitätstheorie. – ZAMM. – 1934. – Bd.14, №4. p. 203-206. 4. Василевич Ю.В. Пруссов И.А. Об одном методе решения первой основной задачи для ортотропного полупространства. – Изв. АН СССР. – 1989. – Мех. твердого тела. - №2. С. 66-72.

ВНУТРИЗЕРЕННАЯ СТРУКТУРНАЯ И ДИСЛОКАЦИОННАЯ НЕОДНОРОДНОСТЬ КОНСТРУКЦИОННОЙ СТАЛИ

*ИНДМАШ НАНБ, ПО «БелАЗ»
Минск, Беларусь*

Исследованиями последних десятилетий показано, что в разрушении стали и стальных деталей приоритетная роль принадлежит негомогенной (локализованной) пластической деформации (ПД), развивающейся в материале при внешней нагрузке [1,2]. Вместе с тем природа локализации ПД (в первую очередь – макролокализации) изучена недостаточно. Наиболее распространенная точка зрения об определяющей роли углерода и азота в развитии локализованной деформации Людерса-Чернова не подтвердилась исследованиями метеоритного железа и сталей при удалении из них азота. Несмотря на наличие в материале метеорита карбидов железа негомогенная текучесть в нем не отмечается [3]. При удалении азота из стали деформационное старение материала заметно снижается, но макролокализация ПД в нем сохраняется. В работе [4] впервые выдвинута гипотеза макролокализации ПД, основанная на формировании в стали структурной и прочностной неоднородности приграничных объемов зерен в присутствии в стали или в техническом железе остаточной меди. При этом было показано, что медь концентрируясь на границах зерен инициирует неравномерную концентрацию в тех же объемах аустенитообразующих элементов: никеля и углерода. Количество никеля в зонах концентрации меди увеличивается, а углерода уменьшается. Высокую концентрацию меди и никеля у границ зерен в среднелегированной конструкционной стали предложено рассматривать как одну из основных причин возникновения аустенита в отожженной стали и изменения ее способности к науглероживанию при цементации поверхности. Существование аустенита в приграничных объемах ферритных зерен имеет фундаментальное значение для понимания природы возникновения зернограничных дислокаций, деформирования и разрушения конструкционных сталей. Несмотря на актуальность вопроса наличие аустенита у границ зерен не всегда принимается однозначно [5].

В наших работах методами Мэсбауэра было установлено наличие аустенита в среднелегированной отожженной стали, содержащей в своем составе ~ 3 % никеля и 0,2 % углерода. Как показывает анализ диаграммы магнитного резонанса общее количество аустенита можно принять примерно равным 3 % от общей массы металла. Это достаточно близко к той доле, которую занимают высоко легированные приграничные объемы зерен отожженной стали.

Однако метод Мэсбауэра регистрируя γ – решетку стали позволяет получить лишь среднее значение другой фазы в ферритно-перлитной стали, не давая ответа на характер распределения аустенита на границах зерен и на зависимость количества зернограничных дислокаций от ее состава.

В настоящей работе моделировались условия образования приграничной γ -фазы при последовательном долегиовании Cu и Ni среднеуглеродистой стали и исследовалось при этом формирование дислокационных структур в приграничных объемах зерен.

Для этого было проведено сравнительное определение плотности дислокаций вблизи межзеренных границ и в сердцевине зерна феррита в 3 малоуглеродистых сталях, полученных из одной шихты и отличающихся только содержанием меди и никеля, введённых в жидкую сталь:

сталь №1 - сталь 20;

сталь №2 - то же, с добавкой 0,5 % меди;

сталь №3 - то же, с добавкой 0,5 % меди, 2,5% никеля и 1,2% хрома.

Образцы стали толщиной 2 мм, вырезанные из кованого прутка, были термообработаны по следующему режиму: нормализация с температуры 900 ± 10 °С, после выдержки 2 ч. - высокий отпуск при $T_0 = 650 \pm 10$ °С в течение 3 ч., что исключало наличие остаточного аустенита и обеспечивало снятие фазового наклёпа при $\gamma \rightarrow \alpha$ -превращении. Металлографические шлифы были приготовлены на той же плоскости, по которой проводилось утонение для электронной микроскопии. Просмотр фольги проводился в электронном микроскопе ЭМ-200 при напряжении 100 кв. Плотность дислокаций определялась по общепринятым методикам методом секущей, которая располагалась вдоль почти прямолинейных участков границ зёрен и на расстоянии, превышающем (в соответствующем масштабе) толщину фольги. При этом дифракционные условия формирования контраста одинаковы на границе и в теле одного и того же зерна. Поэтому нет необходимости определять долю невидимых дислокаций, но точность сравнительных расчётов не снижается.

Результаты подсчёта плотности дислокаций на границах ферритных зёрен и в теле зерна представлены в табл. 1.

Из приведенных данных следует, что в нелегированной стали №1 плотность дислокаций вблизи границы и в сердцевине ферритных зёрен практически одинакова; при легировании только медью (сталь №2) плотность дислокаций несколько выше в приграничных объёмах; при одном дополнительном долегировании никелем (сталь №3) это различие усиливается.

Влиянием хрома здесь можно пренебречь, так как он не склонен к зернограничной концентрации в такой степени, как медь и никель.

Таблица 1

Плотность дислокаций на границах и в теле зёрен
исследуемых сталей

Сталь	Плотность дислокаций, 10^{10} см ⁻²	
	на границе	в сердцевине
1	0,7	0,7
2	5	4
3	7	4

Подтверждением рассматриваемой схемы структурной неоднородности является обнаруженная в стали №3 по границам зёрен феррита (в некоторых участках сплава) прослойка другой фазы. Микроэлектронограмма соответствующего участка структуры представляет собой суперпозицию двух микроэлектронограмм: с осью зоны ОЦК-решётки и осью зоны [001] ГЦК-решётки (рис.1). На этом основании можно утверждать, что на границах ферритных зёрен стали, содержащей одновременно Cu и Ni, в некоторых участках имеются объёмы с решёткой гранцентрированного куба и с параметром, близким к параметрам решётки меди и аустенита. Учитывая, что с помощью ЯМР также было установлено наличие аустенита в отожжённой стали аналогичного состава, а также то обстоятельство, что при наличии только одной меди никаких других решеток не обнаружено, можно утверждать, что в смоделированном составе стали наблюдается аустенит, возникающий в зонах, обогащённых никелем и медью. Аустенит устойчив даже при температурах высокого отпуска. Феррит стали №3, в котором никель и медь оказались сконцентрированными в приграничных объёмах, является близ-

*В проведении эксперимента принимали участие Л.Васильева и П.Папковский
дополнительном долегировании никелем (сталь №3) это различие усиливается.

ким по составу ферриту нелегированной стали №1, в то время как обогащённый медью и никелем аустенит приграничных объёмов стали №3 остаётся не превращённым.

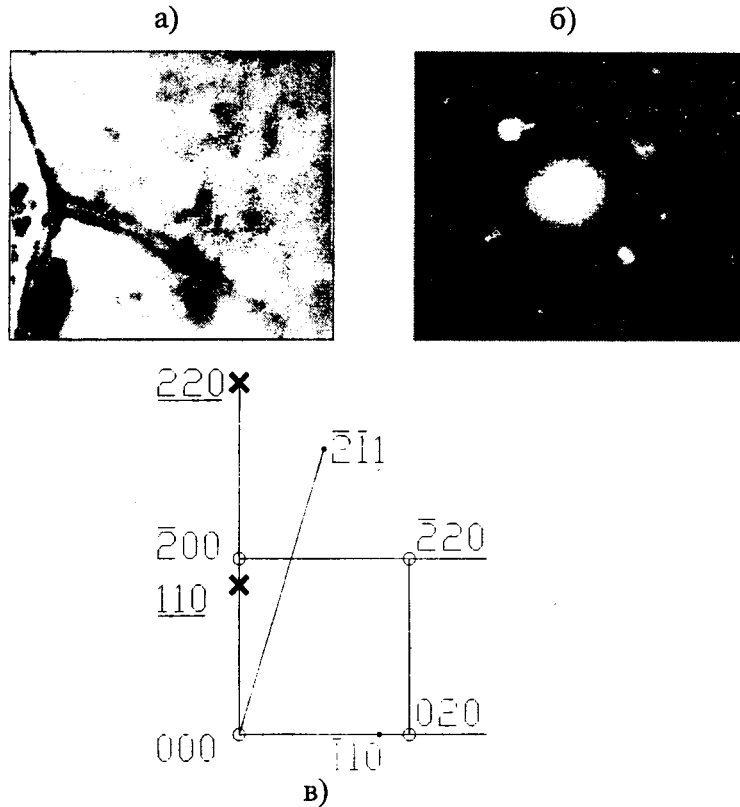


Рис.1. Электронные микрофотографии структуры стали 20ХН3А образец №3:
 а) светлопольное изображение; б) микроэлектронграмма участка, обозначенного 1;
 в) схема микроэлектронграмм оси зон $[113] \alpha$; $[001] \gamma$;
 • - рефлексы ОЦК-кристалла; x - рефлексы узловой прямой $\langle 011 \rangle$,
 другого ОЦК-кристалла; ○ - рефлексы ГЦК-кристалла

Таким образом, впервые экспериментально, с помощью прямых структурных и кристаллографических методов, показано, что одновременное присутствие в высокоотпущенной стали примесной меди и никеля приводит к увеличению плотности дислокаций в приграничных объёмах ферритных зёрен, а в некоторых случаях - и к стабилизации аустенита в виде зернограничных прослоек.

Кроме зернограничной концентрации примесной меди в стали, установлено перераспределение меди при нагреве материала уже после образования в стали свободных поверхностей. При нагреве до 800°C концентрация меди на образовавшейся при хрупком изломе поверхности увеличивается. Наиболее интенсивно этот процесс происходит при $450\text{-}500^\circ\text{C}$ (табл. 2).

По-видимому, наиболее важно отметить, что чем выше при нагреве степень обогащения свободных поверхностей стали выделяющейся медью, тем ниже интенсивность выделения на этих поверхностях углерода (табл. 3). Таким образом, сделанные предположения о влиянии неравномерного распределения меди на процессы диффузии углерода при цементации стали имеют физическую основу.

Таблица 2 Выделение элементов на свободной поверхности после хрупкого разрушения в вакууме при -196°C и последующего нагрева (Auger (A)- и Sims (S)-спектрометрия). Сталь 14ХГНМДАФБРТ

Элемент	Температура и способ измерения							
	20 $^{\circ}\text{C}$		240 $^{\circ}\text{C}$		450 $^{\circ}\text{C}$	540 $^{\circ}\text{C}$	800 $^{\circ}\text{C}$	
	S	A	S	S	S	A	S	
Cu	9	8,5	97	760	1700	10,5	1650	
Ni	4	4,1	261	870	860	6,5	860	
Mn	-	-	3080	66000	44000	-	67000	
C	1	1,1	70	580	550	0,8	1600	

Примечание: Sims-спектрометрия позволяет качественно оценить концентрацию элементов

Таблица 3 Локальная концентрация (интенсивность излучения 1) углерода и меди на свободной поверхности излома в вакууме $1 \cdot 10^{-9}$ при нагреве 25-600 $^{\circ}\text{C}$ (Sims-спектрометрия)

Марка стали	Изменение интенсивности излучения элементов (I_{600}/I_{25})	
	C	Cu
Сталь 20	44	3
14Х2ГМР	21	11
14ГНМДАФБРТ	8	17

Полученные результаты имеют принципиальное значение, так как не только позволяют объяснить ряд известных особенностей начального периода деформирования и разрушения стали, но и определить научно обоснованные пути устранения внутренних очагов неравнопрочности материала и деталей. Прежде всего обращает на себя внимание весьма заметный синхронный рост числа дислокаций у границ зерен отожженной стали при одновременном увеличении в стали примесной меди (до 0,5%) и долегирования стали никелем (до 3%). Увеличение количества зернограничных дислокаций (ЗГД) в материале после указанной термообработки при одновременном возникновении аустенита в виде локальных объемов, располагающихся у границы, может служить первым прямым подтверждением возникновения ЗГД как следствия сопряжения решеток α и γ -железа, имеющих различающиеся собственные параметры. Тем самым выдвинутые и изложенные в работе [4] предположения о решающей роли структурной неоднородности границ на зарождение в стали дислокаций и макролокализованной пластической деформации нашли свое подтверждение. Небезинтересно также отметить, что очаги аустенита (α значит и ЗГД) возникают на стыке трех зерен, что может послужить объяснением возникновения очагов микротрещин в стыке и последующего макроразрушения трех зерен. Таким образом, исследования и полученные результаты свидетельствуют, что в ряде случаев представляется возможным достаточно точно смоделировать условия возникновения дислокаций и типовые механизмы разрушения материалов деталей при внешней нагрузке. Это открывает новые возможности в рациональном создании конструкционных сталей и формировании новых технических идеологий и технологий повышения надежности и долговечности деталей на различных стадиях их изготовления. Изложенный подход частично уже использован при создании производства армированных листовых сталей, цементированных зубчатых колес с недеформируемой структурой. В указанных объектах положительный эффект достигается равномерным распределением примесной меди в стали на стадиях ее кристаллизации [1]. Представ-

ляется, что он может быть весьма полезен при создании крупных азотируемых зубчатых колес и при получении ответственных отливок для литосварных циклически нагружаемых систем машин большой единичной мощности.

Литература. 1. Моисеенко В.И., Мариев П.Л. Основы структурной равнопрочности стали и элементов крупногабаритных деталей машин. Минск, 1999, 199 с. 2. Любовиц Г. Разрушение. т.1, М.: Мир, 1973, С. 7-14. 3. R.Gordon. Mechanical properties of Iron Meteorites and the Structure of their Parent planets. Journal of Geophysical Research. Vol. 76, №8, march 10, 1971, p. 439-447. 4. Моисеенко В.И., Мариев П.Л. и др. О локализации пластической деформации в сталях // ДАН БССР, 1989, №7, С.625-627. 5. Касаткин Б.С. Структура и микромеханизм Хрупкого разрушения стали. Киев: Техника, 1964, 265 с.

УДК 519:527:669.27

А.Н. Чичко, Ю.В. Яцкевич, В.Ф. Соболев, О.И. Чичко

ТРЕХМЕРНОЕ КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ПРОМЫШЛЕННЫХ ДЕТАЛЯХ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Развитие компьютерных технологий открывает новые возможности в управлении процессами термической обработки деталей. Структурные и фазовые превращения материала вместе со сложной пространственной конфигурацией детали под воздействием температуры являются причиной неоднородного распределения свойств в сечении детали (структура, твердость), что приводит к снижению ее надежности и долговечности, а часто и к браку.

В Белорусской государственной политехнической академии разрабатывается первый белорусский пакет (компьютерная система «ПроТерм») по моделированию разнообразных процессов нагрева и охлаждения деталей из материалов, используемых в промышленности. Моделирование термической обработки детали позволяет проследить динамику изменения температуры, фазовых превращений, напряжений и деформаций в любой момент времени в любом сечении детали в процессе её нагрева и охлаждения в закалочной среде. В основе пакета - математическое ядро, построенное на уравнении теплопроводности, уравнении равновесия, уравнениях связи деформаций и напряжений, клеточно-автоматных правилах и других уравнениях, используемых в теории температурных напряжений [1, 2, 3].

Работу с пакетом предполагается проводить в несколько этапов:

1. Построение графического (трехмерного) изображения детали, которая подвергается термической обработке.
2. Импортирование электронной копии детали формата .stl в систему «ПроТерм».
3. Разбиение детали и печной среды, в которой она находится, на элементы. Методы пакета позволяют учесть конфигурацию и пространственное расположение нагревателей печи через соответствующее графическое изображение.
4. Задание материалов детали, (сталь, ...), закалочных сред (масло...), материалы нагревателей, а также их теплофизических свойств (теплопроводность, теплоемкость, плотность).
5. Задание начальных и граничных условий нагрева (охлаждения) детали и сред.

6. Моделирование (расчет) во всех плоскостях детали и ее объеме полей: напряжений ($\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma$); деформаций ($\epsilon_v, \epsilon_n, \epsilon_s, \epsilon$; $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}, \tau_{yx}, \tau_{zy}, \tau_{xz}$); температур; структуры (аустенит, перлит, мартенсит...).
7. Анализ термонапряженного, структурного состояния детали в любой пространственной точке на основе критических напряжений и деформаций. Определение напряженного состояния (растягивающие деформации, сжимающие деформации) детали на основе оригинальной методики и выработке рекомендаций по оптимизации режимов термообработки с целью получения однородного распределения структуры, свойств и минимальных напряжений при снижении энергозатрат.

На рис.1, 2 представлены иллюстративные материалы, полученные при моделировании напряжений характеристик термонапряженного состояния детали «пуансон», изготавливаемой на АО «Атлант». Результаты моделирования показали широкие возможности предлагаемой методики для расчета термонапряжений в протяженных пространственных структурах.

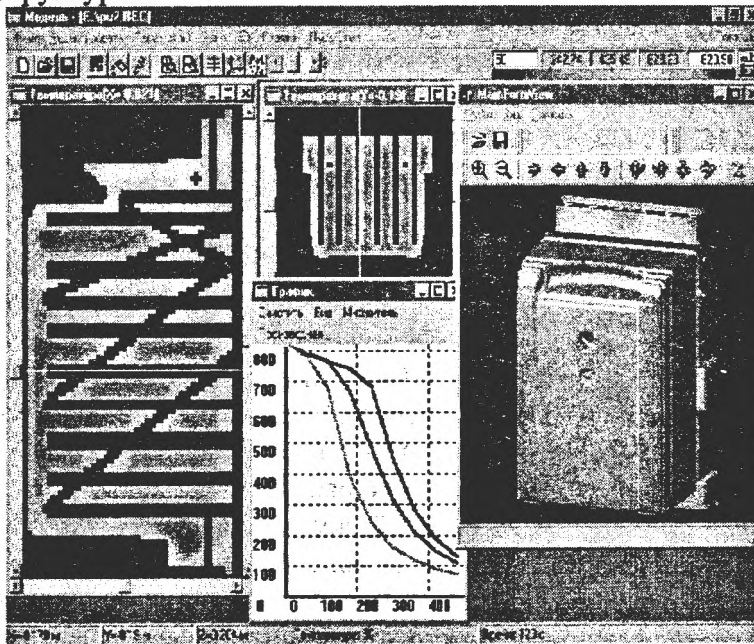


Рис.1. Интерфейс системы "ПроТерм" с визуализацией результатов.

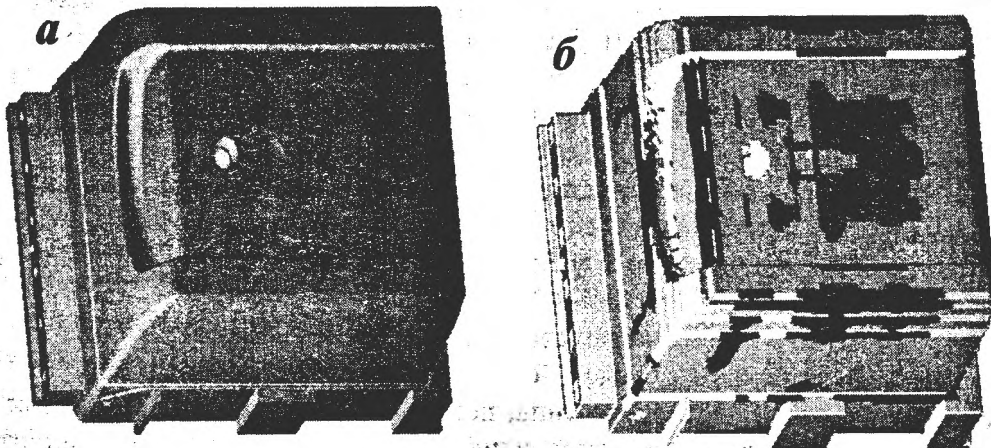


Рис.2. Внешний вид детали "пуансон" (а), изготовленной из стали 12ХН3А, и поле поверхностных напряжений детали (б), возникающих в результате охлаждения с температуры 820°C в масле (T=50°C) через $\tau=120$ с (напряжения выше критических окрашены в черный цвет).

Разработка пакета «ПроТерм» может открыть новые возможности для проектирования деталей сложной конфигурации, подвергающихся тепловым нагрузкам, что позволит уменьшить время проектирования прессформ и оптимизировать режимы термической обработки.

Литература. 1. Чичко А.Н., Соболев В.Ф., Яцкевич Ю.В. Компьютерная система «ПроТерм»: применение для управления процессом термической обработки деталей//ТЭО. –2002. -№1.-С.22-23 2. Чичко А.Н., Дроздов Е.А. Компьютерное моделирование термоупругости сплавов, кристаллизующихся в трехмерных пространственных структурах. // Доклады НАН Беларуси. –2002. -Т.46. -№1. -С.132-136 3. Чичко А.Н., Дроздов Е.А., Чичко О.И. Моделирование эволюций напряжений и деформаций для алюминиевого сплава, охлаждающегося в трехмерной пространственной структуре. //Литье и металлургия. –2002. -№1. -С.21-26

УДК 669.056.9:629.118.6

В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, Г.В. Макаревич

МЕХАНИЧЕСКИЕ И ТРИБОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА КОМПОЗИЦИОННЫХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ ОКСИДОКЕРАМИКИ

*Институт надежности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Как показали проведенные в ИНДМАШ НАН Беларуси исследования покрытия на основе оксидокерамики обладают высокой твердостью и износостойкостью. Как правило, их применение в деталях машин и механизмов позволяет на 50-70% облегчить конструкцию при значительном повышении работоспособности и надежности узлов трения, за счет высокой твердости покрытий, достигающей 22ГПа. При соответствующем поверхностном модифицировании их использование позволяет работать в условиях сухого и граничного трения. При этом, вследствие высокой твердости, попадание абразива между контактирующими поверхностями не вызывает интенсивного изнашивания и потери работоспособности узла. Вместе с тем, оксидокерамика - хрупкий фрикционный материал [1]. Поэтому для его применения, как правило, необходимы специальные технические решения [2]. Для их реализации в ИНДМАШ НАН Беларуси был проведен комплекс работ по созданию, исследованию и апробированию на практике технологий формирования многослойных композиционных металлокерамических систем типа «сплав алюминия – оксидокерамика – карбид хрома».

Целью исследований было создание покрытий для деталей, работающих в условиях многоциклового нагружения на изгиб, рабочие поверхности которых взаимодействуют с ответными поверхностями в условиях трения скольжения, например, зубчатых передачах.

Для формирования оксидокерамических покрытий методом анодно-катодной микродуговой обработки использовалось специально разработанное ИНДМАШ НАН Беларуси оборудование терристорного типа, позволяющее управлять режимами обработки в широком диапазоне регулирования токов, напряжений и амплитудно-частотных параметров микродуговой обработки. Микродуговое оксидирование осуществлялось при напряжении 420-450В, плотности тока 25-50 А/дм² в модифицированном электролите, основными компонентами которого являлись растворенные в дистиллиро-

ванной воде жидкое стекло Na_2SiO_3 с модулем 3-3,4, плотностью 1,4-1,5 г/см³ (ГОСТ 13078-81) – 4-6 г/л и гидроксид калия КОН марки “ч” (ГОСТ 9285-78) - 3 г/л.

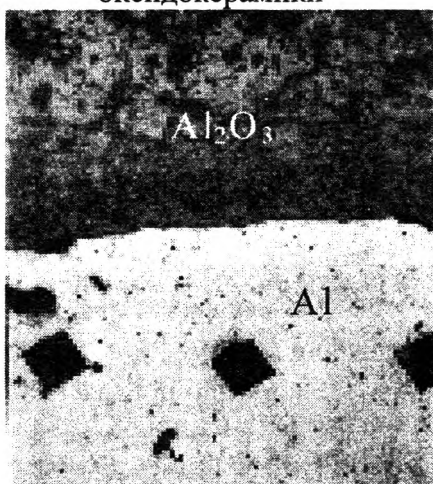
Осаждение парообразного карбида хрома на поверхность оксидокерамики осуществлялось совместно со специалистами Института радиационных физико-химических проблем НАН Беларуси. Режимы процесса были подобраны таким образом, чтобы его реализация обеспечила проникновение паров карбида хрома в трещины и поры поверхностного слоя оксидокерамики, обеспечивая высокую прочность сцепления слоев и прочностные свойства покрытия в целом. Твердость покрытия из пиролитического хрома на оксидокерамической подложке составляла 10-16 ГПа.

Слой пиролитического карбида хрома толщиной до 10-12 мкм формировался в вакуумной камере пиролизом хроморганической жидкости “Бархос” при давлении паров в камере 7-9 Па. В процессе его осаждения температура подложки поддерживалась на уровне 420-430°C. Перед формированием покрытия на оксидокерамике ее поверхность предварительно обрабатывалась.

Структура оксидокерамической поверхности после ее формирования и с осажденным слоем карбида хрома показана на рис. 1.

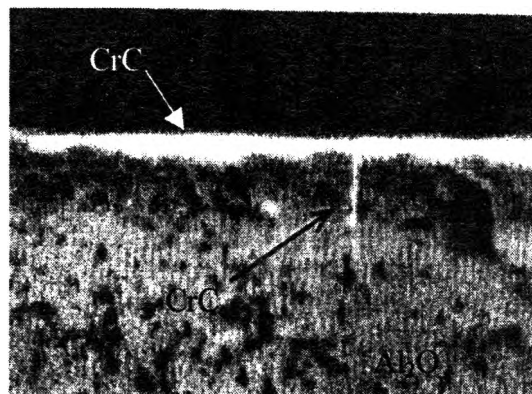
По результатам предварительно проведенных исследований было установлено, что в деталях приводов зацеплением целесообразны толщины слоев из карбида хрома 8-15 мкм при толщине подложки из металлокерамики 120-180 мкм. Как показал анализ их результатов, чрезмерная толщина покрытия из карбида хрома на слое оксидокерамики ведет к росту внутренних напряжений, приводящих к отслаиванию слоя карбида хрома и разрушению оксидокерамической подложки. Кроме того, это приводит к образованию внутренних дефектов при многоцикловом нагружении с созданием значительных изгибных напряжений.

Поверхностный слой
оксидокерамики



а

Наружный слой карбида хрома,
сформированный с заполнением
поверхностных пор и трещин



б

Рис. 1

Изучение микроструктуры сформированных многослойных покрытий показало, что они имеют неоднородное по глубине строение и состав. В покрытии достаточно четко выделяется зона перехода от сплава алюминия основы до слоя оксидокерамики, наиболее твердый компактный слой оксидокерамики и ее более мягкий и рыхлый поверхностный слой. В композите виден переходной, «армированный» карбидом хрома слой, создающий, как показали результаты проведенных исследований, значительные остаточные сжимающие напряжения. Область оксидокерамики с наивысшей твердостью 14...16 ГПа, косвенно свидетельствует о наличии в ней твердофазных растворов

компонентов алюминиевого сплава с окислами α - Al_2O_3 и γ - Al_2O_3 . Поверхностный слой оксидокерамики имел твердость 10,5-12 ГПа.

Исследования триботехнических и прочностных характеристик образцов с многослойными покрытиями проводились на стандартизованном оборудовании с использованием соответствующих методик.

Материал, из которого было изготовлено контртело, в общих случаях был сталь 45 твердостью 45...50 HRC. Его шероховатость составляла $R_a = 0,63 \dots 0,32$.

Испытания проводились при комнатной температуре. Определение моментов (коэффициентов трения) при разных нагрузках проводилось методом ступенчатых нагрузжений (через 50 Н).

Износ образцов определялся методом искусственных баз, для чего перед испытаниями на покрытие наносили отпечатки алмазной пирамидой (на твердомере Виккерса) и измеряли диаметр отпечатков до и после испытаний.

На первом этапе триботехнических испытаний оценивалась износостойкость оксидированных напыленных покрытий в условиях сухого трения скольжения при нормально приложенной нагрузке на образцы величиной в 10 Н и скорости скольжения 0,2 м/с.

Результаты проведенных исследований¹ приведены в таблице 1.

Табл. 1

Состав поверхностного слоя	Режим трения			
	сухое	граничное	со смазкой	смазка+УДА
	Коэффициенты трения			
Оксидокерамика	0,5-1,4	0,2-0,4	0,08-0,16	0,008-0,01
Оксидокерамика + карбид хрома	0,3-0,8	0,15-0,3	0,05-0,12	0,004-0,008
Оксидокерамика + смазка с УДА	0,1-0,2	0,05-0,1	0,008-0,01	0,002-0,006
Оксидокерамика+дисульфид молибдена	0,05-0,08	0,05-0,1	0,008-0,01	0,003-0,008

Их анализ показывает, управление триботехническими свойствами сопряжений с многослойными композиционными покрытиями в основном достигается путем изменения характера взаимодействия трущихся поверхностей (обеспечения режимов сухого, граничного или жидкостного трения скольжения), а также реализации достаточно известного в настоящее время подхода - применения смазочных материалов со специальными антифрикционными присадками.

Исследования прочностных характеристик показали следующее.

Наличие оксидокерамики с трещинами и порами на поверхностном слое обусловило снижение долговечности образцов при многоцикловом изгибном нагружении с созданием растягивающих напряжений в 1,4-1,8 раза по сравнению с долговечностью аналогичных образцов из материала основы без покрытий, испытываемых в идентичных условиях нагружения.

Относительно тонкий поверхностный слой пиролитического карбида хрома незначительно повышает прочность композиционной системы при воздействии статической локализованной нагрузки. Однако, благодаря создаваемым им внутренним сжимающим остаточным напряжениям существенно улучшаются прочностные характеристики при циклическом нагружении с созданием симметричных растягивающе-сжимающих напряжений. Долговечность образцов с многослойными покрытиями «сплав

¹ В таблице приведены обобщенные результаты независимых исследований, проведенных в ИНДМАШ НАН Беларуси авторами статьи, а также к.ф.-м.н Комаровой В.И., к.ф.-м.н. Кукареко В.А., к.т.н. Жорником В.И., к.т.н. Леванцевичем М.А., инженерами Комаровым А.И., Калиновским Д.А., Кирейцевым М. В., Максимченко Н.Н. и др.

алюминия – оксидокерамика – карбид хрома» в 1,7-3 раза превышала долговечность 2,3 имели аналогичных образцов из материала основы, выполненных без покрытий.

В целом проведенные в ИНДМАШ НАН Беларуси исследования в области создания и использования многослойных композиционных покрытий на основе металло-керамических систем на деталях, работающих в условиях многоциклового нагружения с созданием растягивающе-сжимающих изгибных напряжений и интенсивного изнашивания, показали перспективность использования разработанных подходов для значительного повышения ресурса их работоспособности и улучшения служебных характеристик узлов и изделий в целом.

Литература. 1. Мардосевич Е.И. Создание и использование металлокерамических покрытий на деталях приводов зацеплением.// Теоретические и технологические основы упрочнения и восстановления изделий машиностроения: Сб. науч. трудов. / Под ред. С.А. Астапчика, П.А. Витязя. – Мн.: Технопринт, ПГУ, 2001. – 736с. 2. Басинюк В.Л., Белоцерковский М.А., Г.В.Макаревич. Новые композиционные материалы и покрытия для трущихся сопряжений вибромашин.//Периодический сборник научных трудов «Обработка дисперсных материалов и сред. Теория, исследования, материалы, оборудование». Выпуск №10.- Одесса: НПО «ВОТУМ», 2000.- с.43-46.

УДК 624.793:621.797

М.А. Белоцерковский, А.В. Федаравичус, В.Л. Басинюк

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ СОЗДАНИЯ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ И ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ОСНОВЕ КОМБИНИРОВАННЫХ МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНЫХ СИСТЕМ

*Институт надёжности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Введение

Для снижения материалоемкости, веса конструкций и уменьшения шума при работе исполнительных механизмов в промышленности широко используют полимерные материалы, обладающие малой удельной массой и высокой способностью гасить виброакустические колебания [1,2]. Однако, низкие механические свойства не позволяют их широко применять при изготовлении опор скольжения и виброизолирующих элементов. Очевидно, что наиболее эффективным путем повышения механических свойств поверхности лобного материала является формирование на ней покрытий с требуемым уровнем служебных характеристик.

Среди методов нанесения защитных покрытий в последнее время широкое распространение получили газотермические [1]. Их основные достоинства: нанесения различных материалов (полимеров, металлов, сплавов, керамики) и их сочетаний на поверхности различной формы и размеров, а также получение покрытий с заданными функциональными эксплуатационными характеристиками.

Состояние вопроса

В настоящее время параллельно с технологией нанесения покрытий развивается технология создания композиционных материалов, формируемых из дисперсных полимеров [2]. В частности, ряд процессов получения слоистых композиций, например, металлополимерных систем, основывается на технических приемах, используемых в технологии покрытий. Наиболее экономичным и эффективным путем решения проблем,

связанных с необходимостью повышения механических свойств полимеров, является использование технологии газопламенного напыления (ГПН). Оборудование для ГПН универсально, имеет малый вес и габариты, может эксплуатироваться в нестационарных условиях.

Следует отметить, что формирование композиционных покрытий газотермическим напылением металлических частиц на полимерные подложки является относительно новым и недостаточно исследованным процессом. Изучение теплофизики ГПН металлов на полимерные подложки при создании комбинированных металлополимерных систем ранее не проводилось и представляет собой задачу, без решения которой невозможна разработка технологического процесса.

Постановка задачи

Целью исследований явилась разработка технологических рекомендаций по созданию металлополимерных комбинированных систем газопламенным напылением. Для её достижения необходимо было решить следующие задачи:

- 1) Провести теоретическую оценку процесса накопления тепла при контакте расплавленных частиц легкоплавких металлов с полимерными подложками;
- 2) Исследовать влияние технологических факторов и разработать рекомендации по ГПН металлов на полимерные подложки.

Теоретическое обоснование

Известно, что в формировании газотермических покрытий тепловые явления играют ведущую роль, а эксплуатационные параметры создаваемых композиций определяются теплофизическими процессами, сопровождающими взаимодействие компонентов. В данном случае основное внимание уделяли теплонагруженности полимерной подложки, поскольку специфика изучаемого процесса (локализованность температурной зоны, небольшие размеры частиц расплава и толщина покрытия, высокие скорости изменения температуры, возможность термодеструкции легкоплавкой подложки и т.д.) существенно затрудняет получение необходимой информации на основе проведения только натуральных опытов.

Процесс взаимодействия расплавленной частицы с подложкой можно представить в виде кратковременного воздействия точечного теплового источника с плоскостью. Одним из методов решения подобных линейных задач теплопроводности является метод источников (метод функций Грина), широко используемый в теории сварочных процессов при расчёте распространения тепла при нагреве. Однако метод функций Грина до настоящего времени не применялся при решении задач о контактной температуре в процессе напыления покрытий.

Допустим, что теплопроводящее тело (полимерная подложка) находится при постоянной температуре T_0 , которую можно принять за нулевую. В начальный момент времени в элементарный объём тела вносится определённое количество тепла Q (расплавленная частица), которое повышает температуру элементарного объёма над постоянной температурой тела. В момент контакта расплавленной частицы с подложкой происходит нагрев и расплавление последней. Затем расплавленная частица перемещается вглубь на некоторое расстояние L . Следовательно, полимерный слой должен иметь определённую допустимую толщину $[\delta] \geq L$. Необходимая глубина полимерного слоя, на которую распространяется тепловой поток от капли, определится следующим образом [3]:

$$\delta \geq [\delta] = N \sqrt{at \cdot \ln \left[K \frac{R^3 \rho_1}{6c_p} (c_1 T + \lambda_1) \right]}; \quad (1)$$

где δ - необходимая толщина слоя, м; N - коэффициент, равный $4,2 \div 4,5$; t - время, прошедшее с момента контакта капли с температурой T распрысненного металла с полимерным слоем до распространения теплоты вглубь него, с; R - радиус капли распрыснен-

жге металла, m ; ρ_1 , c_1 , λ_1 - удельная масса ($\text{кг}/\text{м}^3$), удельная теплоемкость ($\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{град}$) и удельная теплота плавления ($\text{Дж}/\text{кг}$) металла соответственно; a , c , ρ - температуропроводность ($\text{м}^2/\text{с}$), удельная теплоемкость ($\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{град}$) и удельная масса ($\text{кг}/\text{м}^3$) полимерного слоя соответственно; K - коэффициент, равный $1,15 \cdot 10^{11} (\text{м}^3 \cdot \text{град})^{-1}$.

Разработка технологических рекомендаций

Цель технологического процесса ГПН - создание на поверхности детали слоя с заданными параметрами и свойствами, необходимыми для длительной и надёжной работы изделия при определённых условиях его эксплуатации. Как уже было отмечено, при ГПН металлов на полимерные подложки следует учитывать ряд технологических особенностей, связанных со спецификой данного процесса.

1) Экспериментальные исследования свидетельствуют о том, что повышенная температура плавления напыляемого металла (T_m) и пониженная температура плавления легкоплавкой подложки (T_n) ограничивают применение материалов для создания комбинированных металлополимерных (рис.1, а). Из графика, представленного на рис. 1. а видно, что при напылении металлических частиц на полимерную подложку должно соблюдаться следующее условие:

$$T_m / T_n \leq 2,5; \quad (2)$$

2) Температура напыляемой поверхности - основной параметр, определяющим свойства покрытия. Так как возникает опасность перегрева и деструкции полимерной подложки, то при напылении металлов на легкоплавкую основу необходимо использовать принудительное периодическое охлаждение покрытия. На рис. 1, б представлена последовательность напыления, заключающаяся в периодическом принудительном охлаждении полимерной подложки ($T_{\text{подл}}$).

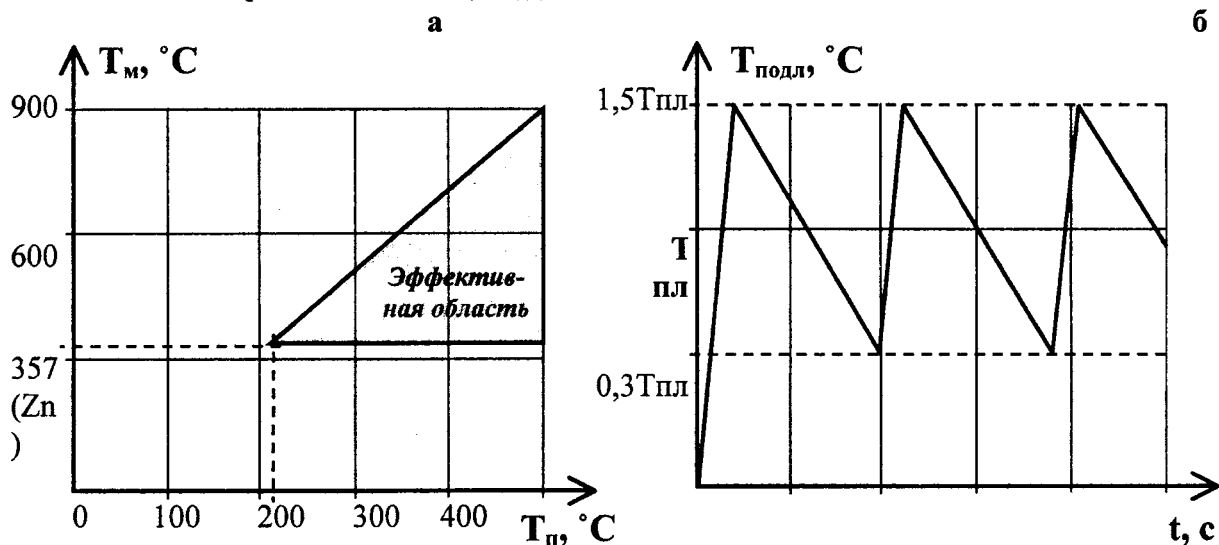


Рис.1. Эффективная температурная область (а) и последовательность напыления (б)

3) Основными технологическими параметрами, позволяющими управлять свойствами газопламенных покрытий, являются режимы напыления. Известно, что расход распыляющего воздуха (G , $\text{м}^3/\text{мин}$) влияет на фракционный состав напыляемых частиц, а значит в соответствии с (1) и на толщину подложки (рис.2).

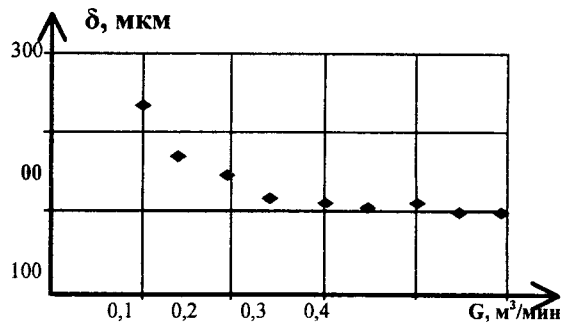


Рис.2. Зависимость толщины полимерной подложки от расхода воздуха, распыляющего алюминиевую проволоку

Результаты экспериментов и обсуждение

Используя полученные результаты, разработана технология формирования металлокерамических покрытий на поверхностях деталей из термопластичных полимеров [3], в основу которой положены процессы газопламенного напыления легкоплавких металлов и последующей микроплазменной обработки. На основе предложенной технологии в Институте надежности машин НАН Беларуси созданы опоры скольжения и виброизолирующие элементы с повышенными эксплуатационными характеристиками [4,5,6].

В указанных технических решениях комбинированная металлополимерная композиция содержит последовательно расположенные слои: стальную основу, слой термопластичного полимера, слой легкоплавкого металла и слой оксидокерамики. Толщины слоев определяются из эмпирически полученных зависимостей, учитывающих особенности теплофизических, технологических и химических параметров слоев и технологий их формирования.

В результате комплекса экспериментальных испытаний и теоретических исследований установлено следующее:

1) Вибрации опор скольжения и виброизолирующих элементов снижены на 4-6 дБ в диапазоне частот 500-6000 Гц. При этом детали устойчивы к воздействию касательных напряжений, приводящих к сдвигу.

2) Толщина полимерного слоя зависит от технологических режимов нанесения последующего металлического слоя. Чем больше размер частиц напыляемого металла и их температура, тем большую толщину должен иметь полимерный слой, чтобы не разрушиться от теплового воздействия частиц, падающих на его поверхность.

3) Для формирования слоев выбран метод газопламенного напыления, поскольку именно этим способом с наибольшей эффективностью на поверхностях различных конфигураций можно формировать покрытия из легкоплавких металлов толщиной от двух десятков микрон до нескольких миллиметров, не перегревая при этом материал подложки и повторяя ее профиль. Нанесение слоя металла с помощью газопламенного напыления при заданных соотношениях толщин слоев не разрушает слой полимера, поскольку полимер не нагревается выше $1,5T_{пл}$. При этом формируется композиция с высокой прочностью сцепления между слоями.

4) Жесткость полимерного и металлического слоев достаточна для упругоэластической деформации без разрушения поверхностного оксидокерамического слоя при нормальном, по отношению к наружной поверхности, локализованном нагружении.

5) Исследования прочности на сдвиг в окружном направлении и виброизолирующих свойств показали высокие надежность, износостойкость и виброизолирующие свойства, в комплексе превышающие свойства известных аналогов.

Проведён теоретический анализ и выполнены экспериментальные исследования, на основе которых разработаны технологические рекомендации по созданию опор скольжения и виброизолирующих элементов на основе комбинированных металлополимерных систем с повышенными эксплуатационными характеристикам.

Литература. 1. Кречмар Э. Напыление металлов, керамики и пластмасс: Пер. с немецкого. – М.: Машиностроение, 1966. – 432 с. 2. Довгяло В.А., Юркевич О.Р. Композиционные материалы и покрытия на основе дисперсных полимеров. Технологические процессы. – Мн.: Наука и техника, 1992. – 256 с. 3. Положительное решение по заявке № 2000111045/28(011673) кл. МПК 7 F 16 C 33/00, 33/12. Композиционная опора скольжения и способ её изготовления / Берестнев О.В., Басинюк В.Л., Кирейцев М.В., Белоцерковский М.А., Федаравичус А.В. 4. Патент РБ на полезную модель № 424 по заявке № и 20010142, кл. МПК 7 F 16 H 1/48. Редуктор / Белоцерковский М.А., Басинюк В.Л., Федаравичус А.В., Кирейцев М.В. 5. Патент РБ на полезную модель № 425 по заявке № и 20010143, кл. МПК 7 F 16 C 33/26. Композиционная опора скольжения / Белоцерковский М.А., Басинюк В.Л., Федаравичус А.В., Кирейцев М.В. 6. Положительное решение по заявке № и 20020022, кл. МПК 7 F 16 H 1/48. Редуктор / Белоцерковский М.А., Федаравичус А.В., Сухоцкий П.Г.

УДК 621.9.048

В.И. Шпорт, А.М. Злыгостев, В.И. Якимов

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ АСПЕКТОВ ПОЛУЧЕНИЯ ИСХОДНОГО ЭЛЕКТРОДНОГО МАТЕРИАЛА ДЛЯ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОЙ ОБРАБОТКИ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ

*Федеральное государственное унитарное предприятие «Комсомольское-на-Амуре
авиационное производственное объединение им. Ю.А. Гагарина»
г. Комсомольск-на-Амуре, Россия*

Процесс получения большого количества однотипных сквозных отверстий в листовых деталях электроэрозионным способом (электроэрозионное перфорирование) широко распространен в различных отраслях машиностроения при производстве решеток, сит, фильтров и т.д. [1]. Как правило, обработка этих деталей ведется сборными многоэлементными электродами, каждый отдельный элемент которых в сечении повторяет профиль обрабатываемого отверстия с корректировкой размеров на величину рабочего бокового зазора и бокового износа. В зависимости от требований предъявляемых к геометрии отверстий и перемычек между ними, а также материала обрабатываемой детали, выбирается и материал электрода – инструмента (ЭИ).

При изготовлении панели защитного устройства (ПЗУ), применяемого в конструкции современных летательных аппаратов, для получения большого количества квадратных отверстий размером 2,5×2,5 мм и перемычкой между соседними 0,55 мм использован метод электроэрозионного перфорирования (ЭЭП) [2]. Деталь – сварная конструкция из продольных и поперечных ребер. Материал – титановый сплав ВТ20; толщина перфорируемого листа 1,8 мм. Ось отверстий наклонена к плоскости панели на угол 60°. Рабочий ЭИ представляет собой сборную конструкцию, состоящую из 28

пластин, в каждой из которых выполнено по 24 зуба, представляющих собой элементарный электрод квадратного сечения размером 2,21×2,21 мм и с пазом между соседними 0,81 мм. Материал электродных пластин – медь – выбран по рекомендациям [1, 3]. В связи с высокой стоимостью меди существенная часть себестоимости электродов относится на исходный материал, в структуре цены которого способ его получения играет большую роль. Целью данной работы является определение степени влияния способа получения меди на технико-экономические показатели процесса ЭЭП при обработке ПЗУ.

Для исследования выбраны российский материал М1 с процентным содержанием меди 99,95 % и его аналог производства Китая марки Т2 (содержание Cu=99,99 %). Материал Т2 получен плавкой и, соответственно, менее дорогой. Материал М1 получен в результате электролиза путем катодного осаждения. Макроструктура меди марки Т2 и М1 показана на рис. 1.

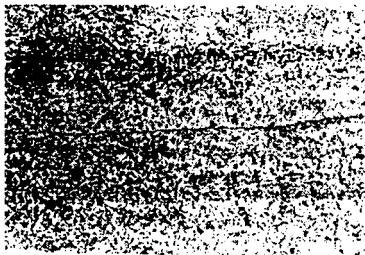


图1 × 200

Материал Т2

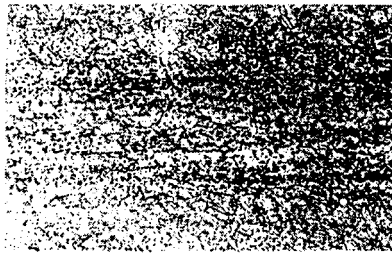
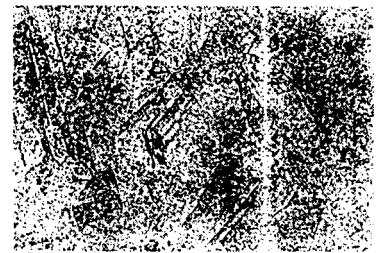


图2 × 200



(以下空白) 3 × 200

Материал М1

Рис. 1

Для проведения сравнительных испытаний изготовлены комплекты электродных пластин по следующим технологиям. Материал М1:

- вырубка прямоугольных заготовок из листа 2,5 мм;
- чеканка до размера 2,25 мм;
- шлифование в размер 2,21 мм;
- вырубка посадочных отверстий и зубьев рабочего профиля.

Материал Т2:

- ковка литой заготовки в кубик со стороной 150 мм;
- разрезание на пластины толщиной 2,21 мм на проволочном электроэрозионном станке;
- вырезание по программе посадочных отверстий и рабочего профиля на проволочном станке.

В дальнейшем, пластины из каждого материала собирались в специальные кассеты по 28 штук. Таким образом, сборный ЭИ имеет 672 элементарных электрода. Сравнительные испытания двух электродных материалов проводили в производственных условиях на станках мод. 4Е723 с генераторами ШГИ 80×2 – 200М2 с использованием рабочей жидкости РЖ-3.

Из проведенных ранее исследований с использованием медных ЭИ [4] известно, что процесс перфорации ПЗУ имеет три стадии: врезание электрода, съём основного объёма металла, стадия калибровки полученного отверстия. Каждой стадии соответствует свой режим работы генератора, основной энергетической характеристикой которого является средняя величина амплитуды тока рабочего импульса $I_{\text{раб}}$. Для ЭИ из М1 эта величина составляет на режиме врезания 10-12А; на маршевом режиме 18-20А; на

режиме калибровки 8-10А. Процесс характеризуется хорошей устойчивостью и стабильностью, особенно на маршевом режиме, когда происходит основной съем металла с детали. Отсутствуют случаи "прижогов" с разрушением элементарных электродов. Износ по торцу составляет не более 5 – 7%, по боковым граням - 2-3 %, что позволяет многократно использовать ЭИ без снижения точности получаемых на решетке размеров.

Попытка на аналогичных режимах выполнить ЭЭП электродом из Т2 привела к следующему результату. на стадии врезания на торцевой поверхности у 90 % элементарных электродов произошло образование лунок диаметром от 0,5 до 1,5 мм и глубиной 0,3-1,0 мм за счет выплавления электродного материала (ток 10-12 А). на маршевом режиме (ток 18-20 А) произошло электроэрозионное разрушение нескольких элементарных электродов по всей площади ЭИ (см. рис. 2). Очевидной причиной этому послужил явно завышенный для данного материала уровень токовой нагрузки. Снижение величины рабочего тока до 8-10А на первой стадии и до 14-16 А на второй позволили выполнить операцию ЭП в полном объеме и получить необходимую геометрию решетки. Однако, эффект лункообразования на рабочих торцах существенно не изменился, что внесло большую степень риска в плане дальнейшего использования ЭИ. Что и подтвердили последующие контрольные прошивки, в результате которых, за счет дальнейшего развития лунок, стали происходить фрагментарно и групповые (по 2-3-зуба) разрушения ЭИ.

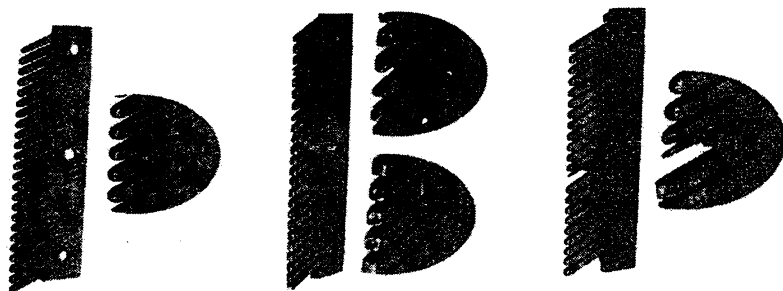


Рис. 2.

Единый рабочий импульс оставляет на месте канала разряда на электродах, в зависимости от прилагаемой удельной мощности, лунку диаметром от 0,001 до 0,1 мм за счет термического разрушения.

Причем значительная доля тепловой энергии рассеивается в тело детали и ЭИ, а также уносится рабочей жидкостью. Однако, при параллельном расположении детали и электрода возникают условия для возникновения "гнездового разряда", когда на ограниченном пространстве один за другим проходят десятки рабочих импульсов тока, принося каждый свою составляющую в общий тепловой поток, выделяющийся локально. В изготовленных ЭИ каждый элементарный электрод имеет плоский торец в рабочей части, который в процессе обработки образует с заготовкой плоскопараллельный зазор величиной 0,02-0,03 мм. В случае возникновения "гнездового разряда" тепло с краев еще отводится за счет омывающей с боковой рабочей жидкости, а в центре тепловой поток локализуется и, достигнув определенной плотности, образует лунку в торце элементарного электрода с последующим ее развитием до разрушения. Появление следов разрушения на боковых стенках зубцов связано, на наш взгляд, с повышенной концентрацией силовых линий тока на острых кромках по периметру торца и соответствующей тепловой перегрузкой в направлении распространения силовых линий.

Таким образом, исходя из наших представлений можно сделать вывод, что для устранения причин возникновения дефектов электроэрозионного разрушения термического характера на электродах из материала Т2 необходимо обеспечить дополнительно отвод тепла за счет обеспечения равномерного потока рабочей жидкости в торцевой части электродов в начальной стадии процесса обработки и исключить наличие острых кромок по периметру каждого зубца. Конструктивно эта задача была решена путем

скругления радиусом 0,5 мм кромок торцовой части каждого элементарного электрода по периметру. Последующие прошивки показали эффективность этого приема и в какой-то мере подтвердили правильность наших рассуждений.

Процесс ЭЭП, выполняемый электродами с измененной рабочей частью из материала Т2, получился в достаточной мере устойчивым и стабильным. Образование лунок происходит в среднем не более чем на 1-2 % элементарных электродах и заканчивается на своей начальной стадии, когда на скругленном торце проявляется лишь слабый след. Следы разрушения на боковых кромках отсутствуют. Отмечен стабилизирующий эффект на стадии врезания электрода за счет более плавного нарастания площади обработки в процессе внедрения ЭИ в тело детали, а также за счет отсутствия заусенцев на обратной стороне панели при выходе скругленного электрода из детали в начале процесса калибровки.

Сравнивая поведение двух электродных материалов в процессе ЭЭП можно сделать вывод, что электроэрозионная стойкость медного сплава Т2 ниже чем М1, что проявляется не только в снижении электрических параметров процесса обработки, но и в необходимости принятия дополнительных мер при проектировании и изготовлении ЭИ. Исходя из того, что технология получения электродных пластин не может оказывать существенное влияние на физико-химические характеристики материала, можно констатировать, что проявляющиеся различия обусловлены различным способом получения исходных заготовок, а именно, микроструктурой получаемых сплавов.

Для того, чтобы количественно сравнить поведение двух материалов в процессе ЭЭП провели несколько серий экспериментов по определению их стойкости. Одинаковые на высоте электроды из М1 и Т2 выработывали до условного полного износа последовательно прошивая образцы.

Сравнение технико-экономических показателей самого процесса перфорирования определяли при изготовлении боевых деталей по наиболее объективному показателю – времени обработки t .

В таблице представлены данные хронометража времени прошивки двумя ЭИ по одноконтурной схеме на глубину 6 мм (с учетом калибровки отверстий), полученные как среднеарифметическое из пяти параллельных наблюдений для обоих исследуемых материалов, из которой видно, что электроды из М1 имеют почти в два раза больший ресурс, чем из Т2, за счет меньшего износа.

Таблица

Марка меди	Глубина обработки, мм						
	0,6	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
Время обработки, мин							
М1	12	25	65	110	120	127	135
Т2	8	23	77	170	196	205	218

Анализ кривых на рис. 3 показывает схожесть процесса обработки на первой стадии (до 1 мм) и третьей (калибровка после 2,5 мм) и очевидной затянутости во времени на маршевом режиме при работе электродов из Т2. Это объясняется значительным различием в величине токовой нагрузки, которую способен выдержать на данной операции каждый из исследуемых материалов. Преимущество М1 по этому параметру составляет 62 %.

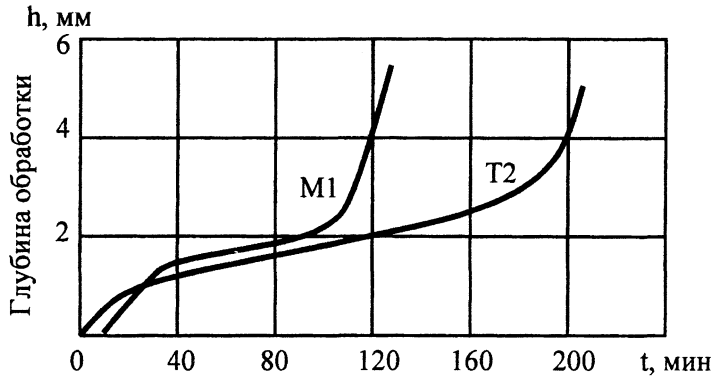


Рис. 3

Литература. 1. Б.А. Артамонов, А.Л. Вишницкий и др. размерная электрическая обработка металлов. -М.: Высшая школа, 1978 г. -С. 336. 2. Злыгостев А.М., Дун В.А. Обработка процесса двухконтурного электроэрозионного перфорирования // Авиационная промышленность, 1987, № 3. С.40. 3. М.Л. Левит, О.В. Падалко. Материалы и методы для изготовления фасонных электродов-инструментов электроэрозионных копировально-прошивочных станков. -М.: НИИМАШ, серия С-Х-7, 1975. -С. 143. 4. Злыгостев А.М., Чернов А.И. Обработка режимов электроэрозионного сплава марки ВТ-20. Электрофизические и электрохимические методы обработки. М.: НИИМАШ. 1982. № 4. -С. 16.

УДК 539.3

Э. И. Старовойтов, А. В. Яровая

СВОБОДНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ФИЗИЧЕСКИ НЕЛИНЕЙНЫХ НЕОДНОРОДНЫХ ТЕЛ

*Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь*

Рассмотрим процесс одномерного циклического деформирования слоистой идеальной упругопластической среды, при котором деформация k -го слоя представима в виде:

$$\varepsilon^k = A_k \cos \omega t. \quad (1)$$

На рисунке приведена диаграмма Прандтля для циклического деформирования. В угловых точках, обозначенных римскими цифрами, деформации и время их достижения будут следующими:

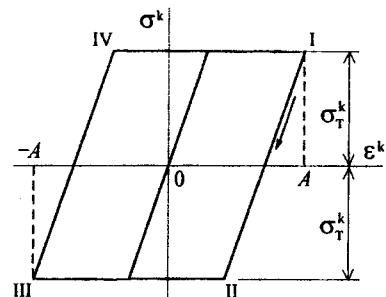
I. $\varepsilon^k = A_k, \quad \omega t_1 = 0;$

II. $\varepsilon^k = A_k - \sigma_T^k / G^k,$

$$\omega t_2 = \arccos(1 - \sigma_T^k / A_k G^k);$$

III. $\varepsilon^k = -A_k, \quad \omega t_3 = \pi;$

VI. $\varepsilon^k = -A_k + \sigma_T^k / G^k,$



Рисунок

$$\omega t_4 = \pi + \arccos(1 - \sigma_T^k / A_k G^k). \quad (2)$$

Здесь и в дальнейшем для удобства номер слоя k будем писать везде без скобок и в модуле сдвига – вверху.

При переходе от одной точки к другой напряжения меняются следующим образом:

$$I \rightarrow II. \quad t_1 \leq t \leq t_2, \quad \sigma^k = \sigma_T^k - 2G^k(A_k - \varepsilon^k),$$

$$\sigma^k = 2G^k A_k \cos \omega t - 2G^k A_k + \sigma_T^k;$$

$$II \rightarrow III. \quad t_2 \leq t \leq t_3, \quad \sigma^k = -\sigma_T^k;$$

$$III \rightarrow IV. \quad t_3 \leq t \leq t_4, \quad \sigma^k = 2G^k A_k \cos \omega t + 2G^k A_k - \sigma_T^k;$$

$$IV \rightarrow I. \quad t_4 \leq t \leq t_1, \quad \sigma^k = \sigma_T^k; \quad (3)$$

где значения моментов времени t_1, \dots, t_4 определяются из (2).

Разумеется, напряжение не будет гармонической функцией времени, но, поскольку процесс установившийся, его период будет такой же, как и у деформаций (1). В соответствии с соотношениями (3) напряжение будет кусочно-гладкой функцией, которую можно разложить в ряд Фурье. Основное допущение данного раздела состоит в том, что в разложении будем удерживать только первую гармонику:

$$\sigma^k(t) = 2G_R^k A_k \cos \omega t - 2G_I^k A_k \sin \omega t, \quad (4)$$

где

$$G_R^k = \frac{\omega}{2A_k \pi} \int_0^{2\pi/\omega} \sigma^k(t) \cos \omega t dt, \quad G_I^k = -\frac{\omega}{2A_k \pi} \int_0^{2\pi/\omega} \sigma^k(t) \sin \omega t dt.$$

Подставив сюда выражения для напряжений (3), получим:

$$G_R^k = \begin{cases} G^k, & A_k \leq \frac{\sigma_T^k}{2G^k}; \\ \frac{G^k}{\pi} \left[\arccos\left(1 - \frac{\sigma_T^k}{G^k A_k}\right) - \left(1 - \frac{\sigma_T^k}{G^k A_k}\right) \sin \arccos\left(1 - \frac{\sigma_T^k}{G^k A_k}\right) \right], & A_k > \frac{\sigma_T^k}{2G^k}; \end{cases}$$

$$G_I^k = \begin{cases} 0, & A_k \leq \frac{\sigma_T^k}{2G^k}; \\ \frac{2\sigma_T^k}{\pi A_k} - \frac{(\sigma_T^k)^2}{\pi A_k^2 G^k}, & A_k > \frac{\sigma_T^k}{2G^k}. \end{cases} \quad (4)$$

Рассмотрим случай линейно вязкоупругого материала. При деформировании по закону (1) для напряжений получаем:

$$\begin{aligned} \sigma^k &= 2G^k A_k \left(\cos \omega t - \int_{-\infty}^t R^k(t-\tau) \cos \omega \tau d\tau \right) = \\ &= 2G^k A_k \left(\cos \omega t - \int_0^{\infty} R^k(\tau) \cos \omega(t-\tau) d\tau \right). \end{aligned}$$

Отсюда

$$\sigma^k(t) = 2G_{R0}^k A_k \cos \omega t - 2G_{I0}^k A_k \sin \omega t, \quad (5)$$

где

$$G_{R0}^k = G^k(1 - R_c^k) \equiv G^k \left(1 - \int_0^{\infty} R^k(\tau) \cos \omega \tau d\tau \right),$$

$$G_{I0}^k = G^k(1 - R_s^k) \equiv G^k \left(1 - \int_0^{\infty} R^k(\tau) \sin \omega \tau d\tau \right).$$

R_c^k, R_s^k – косинус- и синус-Фурье образы ядра релаксации $R^k(t)$.

Если идеально упругопластический материал обладает реономными свойствами, описываемыми соотношениями линейной вязкоупругости, то результирующие выражения для напряжений получим наложением формул (4) – (5):

$$\sigma^k(t) = 2G_{R\omega}^k A_k \cos \omega t - 2G_{I\omega}^k A_k \sin \omega t, \quad (6)$$

где

$$G_{R\omega}^k = \begin{cases} G^k(1-R_c^k), & A_k \leq \frac{\sigma_T^k}{2G^k}; \\ \frac{G^k}{\pi} \left[\arccos \left(1 - \frac{\sigma_T^k}{G^k A_k} \right) - \left(1 - \frac{\sigma_T^k}{G^k A_k} \right) \operatorname{sinarccos} \left(1 - \frac{\sigma_T^k}{G^k A_k} \right) - \pi R_c^k \right], & A_k > \frac{\sigma_T^k}{2G^k}; \end{cases}$$

$$G_{I\omega}^k = \begin{cases} G^k R_s^k, & A_k \leq \frac{\sigma_T^k}{2G^k}; \\ \frac{2\sigma_T^k}{\pi A_k} - \frac{(\sigma_T^k)^2}{\pi A_k^2 G^k} + G^k R_s^k, & A_k > \frac{\sigma_T^k}{2G^k}. \end{cases}$$

Следует отметить, что в соотношениях (6) составляющие модуля сдвига $G_{R\omega}^k, G_{I\omega}^k$ зависят от частоты установившихся колебаний ω , которая входит в выражения для Фурье-образов R_c^k, R_s^k ядра релаксации.

При обобщении процесса одномерного деформирования на трехмерный случай, предполагается, что компоненты девiatorа деформаций в k -ом слое изменяются по закону:

$$\varepsilon_{ij}^k(x, t) = e_{ij}^k(x) e^{i\omega t}, \quad x \equiv \{x_1, x_2, x_3\}. \quad (7)$$

В силу нелинейности физических уравнений состояния для рассматриваемого вязкоупругопластического материала, напряжения не будут изменяться в соответствии с деформациями (7). Раскладывая их в ряд Фурье и удерживая только первый член (монгармоническое приближение), получим следующие амплитудные соотношения:

$$\sigma^k = K^k \theta^k, \quad s_{ij}^k = 2\tilde{G}_\omega^k e_{ij}^k, \quad (8)$$

где $\tilde{G}_\omega^k = G_{R\omega}^k + iG_{I\omega}^k$ – амплитудно-зависимый комплексный модуль сдвига материала k -го слоя, ω – действительная частота, $\sigma^k, \theta^k, s_{ij}^k, e_{ij}^k$ – постоянные во времени комплексные амплитуды.

В дальнейшем предполагаем, что соотношения (8) справедливы и в случае, если комплексные амплитуды суть медленно меняющиеся функции времени. В частности, если ω представляет собой комплексную частоту.

Перемещения в трехслойном элементе конструкций при свободных колебаниях принимаются в виде:

$$u_i^k(x, t) = A U_i^k(x, A) e^{i(\omega_0 + \varepsilon \Delta \omega)t} + \varepsilon^2 \dots \quad (9)$$

Здесь A – произвольная комплексная амплитуда; ω_0 – собственная частота упругой оболочки; $\Delta \omega(A, \bar{A})$ – искомая комплексная добавка частоты колебаний; U_i^k – собственная форма колебаний; ε – малый параметр.

Движение (9) должно удовлетворять с невязкой порядка ε^2 принципу возможных перемещений (в амплитудах, суммирование по повторяющимся индексам i, j):

$$\sum_{k=1}^3 \left\{ - \int_{V_k} (K^k \theta^k \delta \theta^k + 2G^k e_{ij}^k \delta e_{ij}^k) dV_k - \int_{V_k} \rho^k \frac{\partial^2 u_i^k}{\partial t^2} \delta u_i^k dV_k - \varepsilon \int_{V_k} 2\Delta G_\omega^k e_{ij}^k \delta e_{ij}^k dV_k + \varepsilon^2 \dots \right\} = 0, \quad (10)$$

а также нулевым граничным условиям в перемещениях.

Решение ищем в виде разложения в ряд по малому параметру:

$$U_i^k(x, A) = u_i^{k(0)}(x) + \varepsilon u_i^{k(1)}(x, A) + \varepsilon^2 \dots$$

Для нулевого приближения из (10) получаем

$$\sum_{k=1}^3 \left\{ - \int_{V_k} (K^k \theta^{k(0)} \delta \theta^k + 2G^k e_{ij}^{k(0)} \delta e_{ij}^k) dV_k + \omega_0^2 \int_{V_k} \rho^k u_i^{k(0)} \delta u_i^k dV_k \right\} = 0, \\ \int_{V_k} \rho^k u_i^{k(0)} u_i^{k(0)} dV_k = 1. \quad (11)$$

Уравнение (11) совпадает с задачей о собственных колебаниях упругого слоистого тела, в которой $u_i^{k(0)}$ – ортонормированная собственная функция.

Для первого приближения следует уравнение

$$\sum_{k=1}^3 \left\{ - \int_{V_k} (K^k \theta^{k(1)} \delta \theta^k + 2G^k e_{ij}^{k(1)} \delta e_{ij}^k) dV_k + \omega_0^2 \int_{V_k} \rho^k u_i^{k(1)} \delta u_i^k dV_k - \right. \\ \left. - 2 \int_{V_k} \Delta G_{\omega}^k e_{ij}^{k(0)} \delta e_{ij}^k dV_k + 2\Delta\omega \int_{V_k} \rho^k u_i^{k(0)} \delta u_i^k dV_k \right\} = 0, \quad \tilde{G}^k = G^k + \Delta G_{\omega}^k. \quad (12)$$

Уравнения (12) имеет решение при выполнении необходимого условия

$$- \sum_{k=1}^3 \int_{V_k} \Delta G_{\omega}^k e_{ij}^{k(0)} e_{ij}^{k(0)} dV_k + \Delta\omega = 0. \quad (13)$$

Здесь $\Delta G_{\omega}^k = \Delta G_{\omega}^k(A_k \bar{A}_k, e_{ij}^k e_{ij}^k)$, поэтому соотношение (13) дает в явном виде зависимость приращения частоты $\Delta\omega$ от амплитуды колебаний $A_k \bar{A}_k$.

УДК 531.3:519.95:513.88

Г.С. Полетаев, Л.И. Солдатов

О ЗАДАЧАХ МЕХАНИКИ И УРАВНЕНИЯХ С НЕИЗВЕСТНОЙ ТРЕУГОЛЬНОЙ МАТРИЦЕЙ И ПРОЕКТОРАМИ

*Одесская государственная академия холода
Одесса, Украина*

1. Общие положения

1.1. Изучение однотипных задач для совокупностей одинаковых по геометрическому и физическому описанию тел (иначе “пакетов” тел) [1, 2] может приводить к матричным уравнениям вида:

$$AX = B, \quad (1)$$

где A , B предварительно найденные, а X – неизвестная матрицы. Часто, в задачах механики и всюду ниже, рассматриваемые матрицы принадлежат кольцу $R_{n \times n}$, $n \geq 2$, $n \in N$ квадратных вещественных числовых матриц. Рассмотрим, например, пакет из $n \in N$ балок, одинаковых с геометрической и физической стороны. Пусть на каждой из балок пакета выделено по $n \in N$ точек, совпадающих, соответственно, при мысленном наложении балок. Предположим следующее: если обобщённая матрица влияния A каждой балки есть матрица влияния “сил на прогибы”, то матрица сил A , моделирующая нагрузку из параллельных сил, приложенных в

указанных точках “пакета”, и матрица B коллинеарных силам прогибов в этих точках связана уравнением (1). Задачу отыскания из (1) совокупности величин, моделируемых матрицей B , по известным величинам, моделируемым матрицами A , X , условимся называть прямой, а другие задачи – обратными. При существовании соответствующих обратных матриц решение таких задач с матричной моделью (1) – очевидно. До определённого уровня, ситуация в задачах, где A , X , B матрицы-функции, аналогична.

1.2. Введём некоторые из используемых ниже обозначений и обратимся к задачам. Через p^+ , (p^-) обозначим проекторы: $R_{n \times n} \rightarrow R_{n \times n}$, ставящие в соответствие каждой матрице $A \in R_{n \times n}$ нижнюю (верхнюю) треугольную матрицу A^+ , (A^-) , получающуюся из A заменой всех её элементов, расположенных выше (ниже) главной диагонали нулями, соответственно. Проекторы p^+ , p^- – коммутирующие: $p^+ p^- = p^- p^+$ [4]. Определим ещё проекторы: $p^0 := p^+ p^- (= p^- p^+)$; $p_{\mp} := p^{\mp} - p^0$ и подмножества: $R_{n \times n}^{\mp} := p^{\mp}(R_{n \times n})$, $(R_{n \times n})_{\mp} := p_{\mp}(R_{n \times n})$; $R_{n \times n}^0 := p^0(R_{n \times n}) = R_{n \times n}^+ \cap R_{n \times n}^-$. Ясно, что $R_{n \times n}^{\mp}$ образуют все верхние / нижние треугольные, а $R_{n \times n}^0$ – диагональные матрицы из $R_{n \times n}$ [1–4].

2. Задачи с неизвестными, моделируемыми треугольными матрицами

2.1. Такие задачи сложнее [1–3]. Ситуации в них аналогичны следующим, возникающим при рассмотрении задач для совокупностей одинаковых балок, рам, ферм. Пусть для “пакета” тел (объектов) отыскивается часть величин, моделируемых матрицей X в (1). Остальные элементы X , обобщённая матрица влияния A и часть элементов, моделируемых матрицей B , определены заранее. Тогда возникают задачи, отличающиеся от моделируемых (1). Аналогично при отыскании части A или факторизованной формы A , в соответствующих условиях. Матричные уравнения – модели таких задач могут содержать “частично известные или неизвестные” матрицы. Преобразованиями с проекторами или иными, в ряде ситуаций, они могут приводиться к важному случаю, когда неизвестные – треугольные матрицы. Например, когда неизвестна лишь нижняя треугольная часть X^+ матрицы X , а известна матрица A и часть B^+ матрицы B , являющаяся также нижней треугольной. Некоторые такие задачи механики с треугольной неизвестной матрицей, поставленных для “пакета” “ n ”, $n \geq 2$, $n \in N$ одинаковых с геометрической и физической стороны тел, с выделенными на каждом системами по “ n ” точек и обладающих совпадающими обобщёнными матрицами влияния, приводят, в частности, к матричным уравнениям [1–3] вида:

$$[AX^+]^+ = B^+, \quad (2) \quad AX^+ = B^+ + B_-, \quad (3)$$

$$[Y^-A]^- = C^-, \quad (4) \quad Y^-A = C^- + C_+, \quad (5)$$

$$[A(X^+ + X_-)]^+ = B^+, \quad (6) \quad A(X^+ + X_-) = B^+ + B_-, \quad (7)$$

им эквивалентным и другим. Уравнения (2) – (7) являются частными случаями, уравнений типа следующих:

$$[A_1(X^{\mp} + X_{\pm})A_2]^{\mp} = B^{\mp}, \quad (8) \quad A_1(X^{\mp} + X_{\pm})A_2 = B^{\mp} + B_{\pm}. \quad (9)$$

Знаки $+$ ($-$), у матриц и их произведений сверху (снизу), указывают на применение соответствующих проекторов p^+ , (p^-) , p_+ , (p_-) или на принадлежность соответствующему подмножеству $R_{n \times n}$. В зависимости от постановки задачи, часть матриц в (1) – (9) считаются известными, а часть неизвестными. Ниже полагаем, что неизвестны матрицы – X , X^{\mp} , Y^- , B_{\pm} , $C_+ \in R_{n \times n}$, $n \geq 2$, а остальные – наперед определены и известны. Отметим, что аналогиями (2), (3), рассматриваемые как уравнения с неизвестными X^+ , B_- , связаны с инте-

гравными уравнениями типа Винера-Хопфа: $x(t) - \int_0^{\infty} k(t-s)x(s)ds = b(t), 0 \leq t < \infty$, и известной

задачей Римана-Гильберта-Привалова теории аналитических функций [5]. Причина в общности, обнаруживаемой с точки зрения основ теории колец и функционального анализа [6, 7].

2.2. Пусть теперь известна обобщенная матрица влияния A балок “пакета” и “часть $B^+ \in R_{n \times n}^+$ матрицы B ”, моделирующей прогибы в указанных выше $n \times n$ точках. Тогда задача отыскания нагрузки из параллельных сил, приложенных в этих $n \times n$ точках “пакета”, коллинеарных прогибам и моделируемых нижней треугольной неизвестной матрицей $X^+ \in R_{n \times n}^+$, а также неизвестной части прогибов в этих точках, моделируемых верхней треугольной с нулями на главной диагонали матрицей B_- , приводит к матричной модели, включающей матричное уравнение (3). Оно является частным случаем уравнения (7), соответствующим $X_- = (0)$, где через (0) обозначена нулевая матрица из $R_{n \times n}$. Уравнение (7), в свою очередь, – частный случай (9). Применением проектора p^+ , уравнение (3) сводится к (2) с неизвестной нижней треугольной матрицей $X^+ \in R_{n \times n}^+$. Уравнение (2) является моделью задачи отыскания только матрицы $X^+ \in R_{n \times n}^+$, моделирующей силы, в предыдущей задаче. Если найти $X^+ \in R_{n \times n}^+$, то B_- для (3) найдется из формулы:

$$B_- = AX^+ - B^+. \quad (10)$$

Если при тех же условиях нагрузка в $n \times n$ точках “пакета” моделируется матрицей $X = X^+ + X_-$, где $X_- \in (R_{n \times n})_-$ – известная верхняя треугольная матрица с нулями на главной диагонали, то отыскание X , в существенном, сводится к нахождению неизвестной нижней треугольной матрицы $X^+ \in R_{n \times n}^+$ из матричного уравнения (6). Матрица $X_- \in (R_{n \times n})_-$ моделирует, при этом, заданную часть нагрузки. Уравнение (6) является частным случаем (8). Задача отыскания неизвестной части нагрузки и прогибов при заданной матрице влияния A и матриц $X_- \in (R_{n \times n})_-$, $B^+ \in R_{n \times n}^+$, моделирующих, соответственно, известную часть нагрузки и прогибов при этом сводится к нахождению матриц $X^+ \in R_{n \times n}^+$, $B_- \in (R_{n \times n})_-$ из матричного уравнения (7). Уравнение (7), получается из (9), – при $A_1 = A$, $A_2 = E$, E – единичная матрица из $R_{n \times n}$, – и выборе нижних индексов $+$, $-$. Аналогичная ситуация в задачах определения активных сил по соответствующим реакциям “пакета” балок, рам и подобных. Ограничимся далее, преимущественно, задачами, приводящими к (2), (6).

3. Матричные представления решений уравнений (2), (6)

3.1. Пусть в рассматриваемой задаче получено матричное уравнение (2) или (6) относительно моделирующей совокупность неизвестных величин матрицы $X^+ \in R_{n \times n}^+$, $n \geq 2$, $n \in N$. При существовании решения $X^+ \in R_{n \times n}^+$ уравнения (2) или (6) с заданными – матричным коэффициентом $A \in R_{n \times n}$ и правой частью $B^+ \in R_{n \times n}^+$, – матрица X^+ удовлетворяет также уравнению (3) или (7), соответственно, с $B_- \in (R_{n \times n})_-$:

$$B_- := [AX^+]_-, \quad [B_- := [A(X^+ + X_-)]_-]. \quad (11)$$

Обратно, если некоторые матрицы $X^+ \in R_{n \times n}^+$, $B_- \in (R_{n \times n})_-$ удовлетворяют (3) или (7), то, применяя проектор p^+ к (3), (7) убедимся, что X^+ удовлетворяет уравнению (2) или (6), соответственно. Следовательно, изучая разрешимость уравнений (2), (3), (6), (7) в соответствующих подкольцах матриц, достаточно ограничиться уравнением (6), из которого (2) получается при $X_- = (0)$. Можно показать, что, не уменьшая общности, достаточно ограничиться (2) с неизвестной $X^+ \in R_{n \times n}^+$.

3.2. Важную роль при построении формул для матриц X^+ , Y^- , B_{\pm} , C_{\pm} – составляющих решений матричных уравнений (2) – (9) и, в частности, (2), (6) играют правильные факторизации обратных для матриц-коэффициентов: A_1^{-1} , A_2^{-1} , A^{-1} – т.е. их разложения на обратимые в соответствующих подкольцах треугольные и диагональные множители [4, 6, 7]. Эти факторизации будем нормировать условием: на диагонали матриц R^+ , T^- расположены только числа “1”.

Пусть $A \in R_{n \times n}$, $n \geq 2$, $n \in N$ и $|A| \neq 0$. Тогда и главный минор порядка n матрицы A^{-1} , совпадающий с её определителем, необходимо, отличен от нуля. Если, кроме того, все остальные последовательные главные миноры матрицы A^{-1} отличны от нуля, то согласно теореме о разложении матрицы на треугольные множители ([8], С.50; теорема 2 при $r = n$) имеется нормированная правильная левая факторизация [4, 6, 7, 10] :

$$A^{-1} = R^+ S^0 T^-, \quad (12)$$

где $R^+ \in R_{n \times n}^+$ – нижняя треугольная матрица с единицами на главной диагонали; $S^0 \in R_{n \times n}^0$ – диагональная, а $T^- \in R_{n \times n}^-$ – верхняя треугольная матрица с единицами на главной диагонали; причём R^+ , S^0 , T^- – обратимы в своих подкольцах $R_{n \times n}^{+,0,-}$, соответственно. Для фактических разложений можно использовать соответствующие результаты [8], С. 50 – 52, пакеты компьютерного математического обеспечения типа MathCad, MathLab и др. Используя терминологию из [1, 6, 7, 10] и известные положения ([8], С. 27; [9], С. 137 – 141; [4], Р. 276 – 278), можно утверждать, что $R_{n \times n}$, $n \geq 2$, $n \in N$ является кольцом с факторизационной парой (ФП) $(R_{n \times n}^+, R_{n \times n}^-)$. Эта ФП порождается проекторами p^+ , p^- , введенными выше. Поэтому результаты [6] применимы. В силу (12), из теоремы 10 ([6], С. 17, 18) при $R = R_{n \times n}$, $x^+ = X^+$, $b^+ = (B^+ - AX_-)^+$ заключаем, что справедлива следующая

Теорема. Пусть $A \in R_{n \times n}$, $n \geq 2$, $n \in N$ неособенная матрица и все последовательные главные миноры её обратной $A^{-1} \in R_{n \times n}$ отличны от нуля, а матрица $X_- \in (R_{n \times n})_-$ задана произвольно. Тогда при любой правой части $B^+ \in R_{n \times n}^+$ матричное уравнение (6) имеет одно и только одно решение $X^+ \in R_{n \times n}$. Его можно определить по формуле:

$$X^+ = R^+ S^0 [T^- B^+ - S^0, R^+, X_-]^+, \quad (13)$$

где $S^0, := (S^0)^{-1}$, $R^+, := (R^+)^{-1}$ – обратные матрицы.

Отметим, что вместо теоремы 10 [6] можно использовать теорему 1 [10], С. 193 при $R = R_{n \times n}$, $a_1 = A$, $a_2 = E$ (E – единичная матрица $R_{n \times n}$), $x^+ = X^+$, $b^+ = (B^+ - AX^+)^+$.

Следствие. Пусть условия теоремы выполнены. Тогда при любой правой части $B^+ \in R_{n \times n}$ матричное уравнение (2) имеет одно и только одно решение $X^+ \in R_{n \times n}$. Его можно определить по формуле:

$$X^+ = R^+ S^0 [T^- B^+]^+ \quad (14)$$

Укажем, что следствие вытекает также из теоремы 1 [10], С. 193.

3.3. Объединяя рассмотренное приходим к следующему выводу. При условиях теоремы всякая задача (например, задача механики, поставленная для “пакетов” балок, рам, ферм) с неизвестной, моделируемой как $X^+ \in R_{n \times n}^+$, $n \geq 2$, $n \in N$, разрешимая или неразрешимая лишь одновременно с матричным уравнением (6) относительно X^+ , – известной обобщённой матрицей влияния $A \in R_{n \times n}$ и любыми наперёд заданными величинами, моделируемыми матрицами $X_- \in (R_{n \times n})_-$, $B^+ \in R_{n \times n}^+$ в (6) имеет одно и только одно решение $X^+ \in R_{n \times n}^+$. Его можно найти по формуле (13). Формула (13) позволяет единообразно строить решения задач, моделируемые матрицами $X^+ \in R_{n \times n}^+$ при любых величинах, моделируемых правой частью (6) $B^+ \in R_{n \times n}^+$, если разложение (13) выполнено.

3.4. Укажем в заключение на одно из приложений изложенного. Рассмотрим “пакет” из трёх плоских статически неопределимых рам, основные системы которых совпадают. Степени статической неопределимости рам равны 3, 2, 1, соответственно. На каждую раму действует плоская произвольная, в общем случае отличная от других, система сил. Предполагаем жёсткости при изгибе ригелей и стоек рам известными.

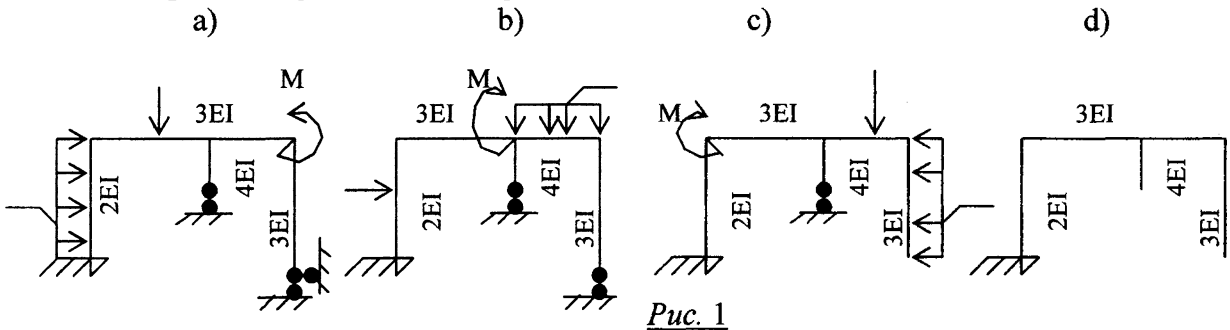


Рис. 1

Требуется матричным методом, одновременно, определить значения всех реакций, возникших в “лишних” связях, при действии на “пакет” заданных нагрузок (Рис. 1) и соответствующие перемещения.

Опираясь на метод сил, решение задачи можно свести к решению матричного уравнения (3), где A – матрица податливости основной системы (Рис. 1, d); B^+ – нижняя треугольная матрица, элементами которой являются перемещения точек m_1, m_2 основной системы по направлению связей, накладываемых на рамы “пакета” в этих точках, от поочередного действия на неё заданных нагрузок; B_- – верхняя треугольная матрица, элементами которой являются оставшиеся неизвестными перемещения точек m_1, m_2 в статически неопределимых рамах (Рис. 1, в, с); X^+

– нижняя треугольная матрица, искомые элементы которой являются величинами реакций “лишних” связей рам “пакета”, при действии соответствующих нагрузок (Рис. 1):

$$A := \begin{bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \delta_{13} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \delta_{23} \\ \delta_{31} & \delta_{32} & \delta_{33} \end{bmatrix}, B^+ := - \begin{bmatrix} \Delta_{12} & 0 & 0 \\ \Delta_{21} & \Delta_{22} & 0 \\ \Delta_{31} & \Delta_{32} & \Delta_{33} \end{bmatrix}, B := - \begin{bmatrix} 0 & \Delta'_{12} & \Delta'_{13} \\ 0 & 0 & \Delta'_{23} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, X^+ := \begin{bmatrix} x_{11} & 0 & 0 \\ x_{21} & x_{22} & 0 \\ x_{31} & x_{32} & x_{33} \end{bmatrix}. \quad (16)$$

При выполнении условий теоремы, искомое решение единственно и получается по формулам (14), (11), (12), (16), где положено: $X_- := (0)$; $S^0 := (S_1^0)^{-1}$, $R^+ := (R_1^+)^{-1}$, $T^- := (T_1^-)^{-1}$; $A = T_1^- S_1^0 R_1^+$; – T_1^- – верхняя треугольная, S_1^0 – диагональная, R_1^+ – нижняя треугольная матрицы из $R_{3 \times 3}$. Причём на главных диагоналях T_1^- , R_1^+ расположены только единицы.

Литература. 1. Полетаев Г.С. О постановках, матричных моделях некоторых обратных задач механики балок и представлениях факторизованных матриц влияния // Математическое моделирование в образовании, науке и промышленности. – С. – Пб. – 2000. – С. 146 – 148. 2. Полетаев Г.С., Солдатов Л.И. О построении факторизационной матрицы влияния “пакета” балок и рам // Там же, С. 142 – 145. 3. Полетаев Г.С., Солдатов Л.И. Об одном классе обратных задач статики. I международная конференция “Экологическое моделирование и оптимизация в условиях техногенеза”. – Солигорск, Беларусь, – 1996. – С. 149 – 150. 4. McNabb A., Schumitzky A. Factorization of Operators I: Algebraic Theory and Examples // J. Funct. Anal. – 1972. – 9, No3. – P. 262 – 295. 5. Крейн М.Г. Интегральные уравнения на полупрямой с ядрами, зависящими от разности аргументов. // Успехи мат. наук. – 1958. – 13, вып. 5. – С. 3 – 120. 6. Полетаев Г.С. Об уравнениях и системах одного типа в кольцах с факторизационными парами. – Киев, 1988, – 20 с. – (Препринт/ АН УССР, Институт математики: 88. 31). 7. Полетаев Г.С. Абстрактный аналог парного уравнения типа свертки в кольце с факторизационной парой // Укр. матем. журн. – 1991. – 43, №9. – С. 1201 – 1213. 8. Гантмахер Ф.Р. Теория матриц. – М.: Наука, 1988. – 549 с. 9. Воеводин В.В. Вычислительные основы линейной алгебры. – М.: Наука, 1977. – 304 с. 10. Полетаев Г.С. Об однопроекторных второго порядка уравнениях с правильно факторизуемыми коэффициентами в кольце с факторизационной парой // Вестник Херсонского гос. техн. ун-та – 2000. – №2 (8). – С. 191 – 195.

УДК 624.046:62-752

Э.И. Астахов, В.В. Кудин, А.С. Стаценко, В.М. Сидорович

РАСЧЕТ ВИБРОАКТИВНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ЗДАНИЙ В ЗОНЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВИБРОАКТИВНЫХ МАШИН

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Современные промышленные предприятия имеют разнообразное механическое оборудование, создающее при работе повышенные уровни вибраций и шума, передающиеся как на соседние здания и сооружения, так и работающих там людей. Повышенные вибрации зданий и сооружений могут привести к снижению прочности и потере устойчивости их конструктивных элементов и даже, в некоторых случаях к авариям и разрушениям, а также к нарушению технических характеристик соседнего оборудо-

вания (прецизионной аппаратуры, ЭВМ и др.). Воздействие же повышенных вибраций и шума на человека вредно как с точки зрения снижения производительности труда и качества выполнения технологических операций, так с точки зрения ухудшения здоровья человека.

Очень важно определить возможные вибрации зданий или сооружений на стадии проектирования, чтобы в создаваемую конструкцию заложить такие конструктивные элементы или параметры конструкций, минимизирующие вибрации до допустимого уровня. Методика расчета виброактивности показана на примере запроектированного административно-бытового здания (АБК) на стройплощадке солеобогатительной фабрики 2-го рудоуправления "Беларуськалий".

Предварительно необходимо определить величины и спектральную характеристику действующих вибраций в точках фундамента запроектированного объекта. С этой целью нужно провести экспериментальные измерения на соответствующей аппаратуре. В данном случае результаты измерений на площадке запланированного АБК показали, что действующие вибрации являются полигармоническими со случайными выбросами, обусловленными работой шаровых мельниц солеобогатительной фабрики. Преобладающими являются вибрации в диапазоне низких частот от 2 Гц до 63 Гц. По результатам измерений определены максимальные амплитуды виброперемещений в октавных полосах частот 2, 4, 8, 16, 31 и 63, 125 Гц в точках крепления колонн сборно-каркасного здания АБК.

Для прогнозирования вибраций сборного железобетонного каркаса здания АБК была выбрана динамическая модель здания имеющая 140 узлов, 112 из которых подвижны и имеющие 336 степеней свободы, т.е. принята шарнирно-стержневая система, геометрическая неизменяемость которой обеспечена плоскими формами с крестовой решеткой. Распределенные массы колонн, ригелей, плит перекрытия, диафрагм жесткости и полезной (временной) нагрузки приведены к сосредоточенным узлам, обладающих тремя степенями свободы каждая (рис. 1).

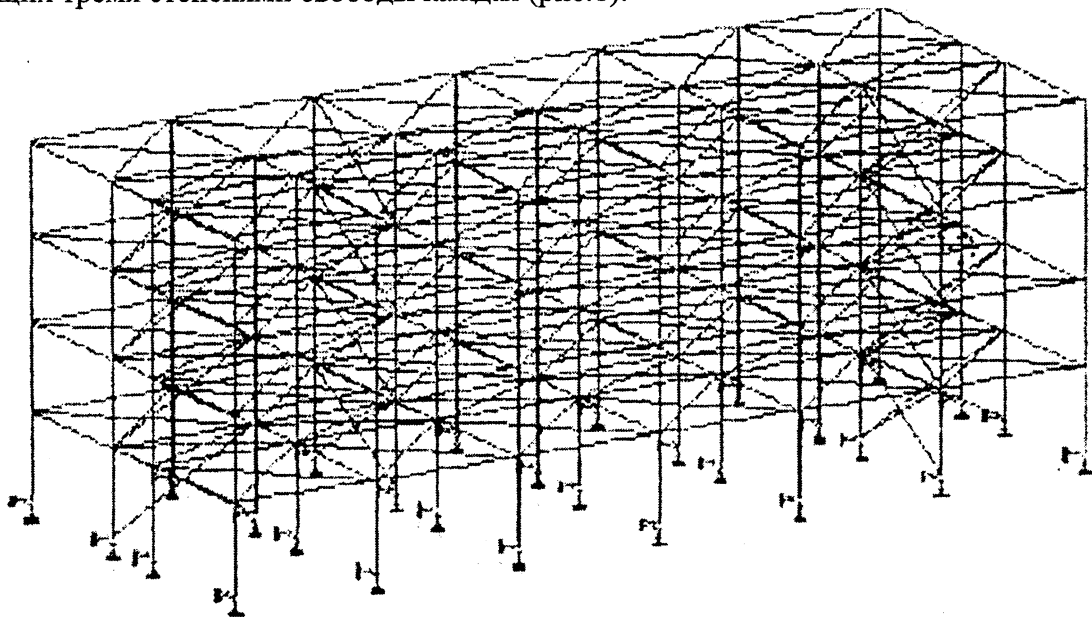


Рис. 1. Расчетная модель каркаса здания АБК.

Динамические воздействия представлены в виде полигармонических вертикальных перемещений основания под фундамент, которые определены экспериментально.

Для определения уровней вибраций узлов каркаса применен метод разложения внешних воздействий и искомых перемещений по собственным формам свободных колебаний с учетом частотно-независимого упруго-вязкого сопротивления при коэффициенте потерь для железобетонных конструкций $\gamma=0,05$. Жесткостные параметры эле-

ментов каркаса вычислены для сплошного бетонного сечения без учета арматуры. Динамический модуль упругости бетона принят равным нормативному значению $E_G = 2.05 \cdot 10^7$ КН/м². Узловые приведенные массы, вычислялись без учета и с учетом полезной нагрузки. В результате решения первой задачи динамики вычислены собственные частоты и собственные формы свободных колебания каркаса. Парциальные частоты собственных колебаний балок и плит перекрытия вычислялись как для шарнирно открытых однопролетных балок с равномерно распределенной массой. Было установлено, что упругое опирание имеет и балок на элементы каркаса ведет к снижению собственных частот колебаний. Однако уровни вибраций не снижаются, т.к. наблюдается резонанс по всем собственным формам в частотном диапазоне до 80 Гц. Спектр собственных частот каркаса имеет сгущенный характер, что связано с горизонтально-крутильными формами колебаний. В первом приближении можно сказать, что все частоты возмущения можно считать резонансными. Каркас АБК исследовался на вибрационное кинематическое возмущение. При этом суммарное перемещение масс сооружения состоит из переносного и относительного движений, дифференциальное уравнение которого в матричной форме

$$M \cdot \frac{d^2}{dt^2} [w(t) + y(t)] + k[w(t) + y(t)] + R(t) = 0,$$

где $R(t)$ - матрица реакций от смещений опор,
 $w(t)$ - матрица переносной составляющей перемещения,
 $y(t)$ - матрица относительной составляющей перемещения,
 M - матрица масс.

В результате решения дифференциального уравнения для каждой гармоники возбуждения получены значения амплитуд относительных и суммарных узловых перемещений каркаса АБК. Получены собственные частоты и амплитудные значения перемещений плит перекрытия, анализ которых показал, что уровень виброперемещений панелей перекрытий остается высоким из-за наличия резонансных колебаний.

Литература. 1. Динамический расчет зданий и сооружений. Справочник проектировщика./ Под ред. Б.Г. Коренева, И.М. Рабиновича. - М.: Стройиздат, 1984. - 303 с. 2. Инструкция по расчету несущих конструкций промышленных зданий и сооружений на динамические нагрузки. - М.: Стройиздат, 1970. - 188 с. 3. Вибрации в технике. Справочник. т.1/ под ред. В.В. Болотина. - М.: Машиностроение, 1978 - 352 с.

УДК 621.891:539.621

П.Н. Богданович, Д.В. Ткачук

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПО ГЛУБИНЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРЫ ТРЕНИЯ СТЕКЛО – ТИТАН

*Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого
НАН Беларуси, Гомель, Беларусь*

Введение. Для правильного понимания природы изнашивания тел при высокоскоростном трении необходимы сведения о температурных полях, развивающихся в тонких поверхностных слоях контактирующих материалов. В частности, важно выяснить, где находится источник теплоты трения – на математической границе раздела тел или под этой границей, в материале одного из них. В теоретических исследованиях

представлены как первая [1-3], так и вторая точки зрения [4-6]. Очевидно, что результат расчета существенно зависит от расположения теплового источника. Следовательно, основанием для выбора какого-либо из указанных подходов могут служить только результаты эксперимента. Известные экспериментальные данные содержат информацию о распределении температуры в достаточно толстых слоях материала [7] (термовизионные исследования торцевого контакта труб) либо об объемной температуре в различных точках под поверхностью трения [8] (использование системы термопар). Таким образом, вопрос об экспериментальной оценке температурных полей в тонких термонапряженных поверхностных слоях трущихся тел остается открытым, а его решение требует применения регистрирующей аппаратуры с высоким разрешением по линейным размерам.

Целью данного исследования является получение и анализ экспериментальных данных о распределении температуры по глубине сопряженных тел, влиянии режимов нагружения, механических и теплофизических свойств материалов пары трения на температурное поле, развивающееся в поверхностных слоях толщиной порядка десятков микрометров.

2. Объекты и методы экспериментальных исследований. В качестве объектов исследования выбраны сапфир и кварцевое стекло. Выбор этих материалов обусловлен, в первую очередь, их прозрачностью в видимом и ближнем ИК диапазонах спектра, что является необходимым условием для регистрации излучения зоны контакта методом оптико-электронного сканирования. Сопрягаемое с пластинкой из стекла или сапфира контртело выполнено в виде диска из титана.

В работе использовался исследовательский комплекс, созданный на базе высокоскоростной машины трения, позволяющей проводить фрикционные испытания при скоростях скольжения до 100 м/с. Фрикционное нагружение контакта осуществлялось по схеме торцевого трения – неподвижный образец (пластинка из сапфира или стекла) прижимался своим краем к плоской поверхности вращающегося металлического диска. Скорость скольжения изменялась в диапазоне 0-50 м/с, номинальное давление на контакте достигало 0,3 МПа. Коэффициент трения измерялся тензометрическим способом. Для измерения температуры применялся метод оптико-электронного сканирования [9].

3. Температурное поле в поверхностном слое неподвижного образца. Распределение температуры по глубине неподвижного стеклянного образца при трении его по диску из титана представлено на рис. 1. Зависимости температуры от глубины под поверхностью трения отображаются монотонно убывающими кривыми. Ряд исследователей указывают на возможность существования подповерхностных источников теплоты, объясняя это обстоятельство локализацией максимально напряженной точки на некоторой глубине от поверхности трения [6, 10]. Отсутствие максимумов на полученных зависимостях $T(h)$ свидетельствует о том, что в исследованном диапазоне нагрузочно-скоростных параметров большая часть теплоты трения выделяется на площадках фактического контакта, а интенсивность подповерхностных источников сравнительно невелика, либо они отсутствуют.

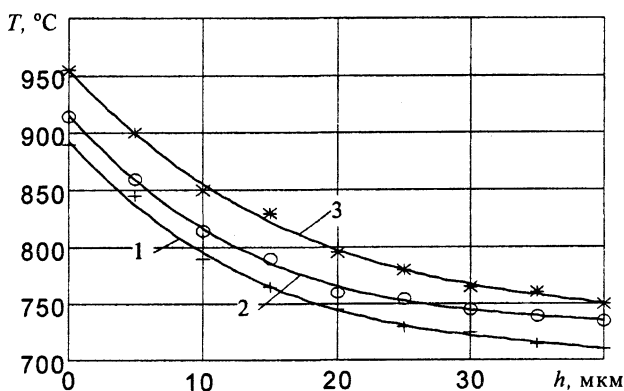


Рис. 1. Распределение температуры по глубине неподвижного образца (контакт стекло – титан; $V = 18$ м/с; 1 - $p = 0,1$ МПа; 2 - $p = 0,2$ МПа; 3 - $p = 0,3$ МПа).

Важной особенностью регистрируемого температурного поля является его неоднородность в направлении

нормали к поверхности трения. Градиент температуры в этом направлении, в слое толщиной порядка нескольких десятков микрометров, очень велик. Его значения достигают $5 \cdot 10^3$ с/мм. Увеличение нагрузки на контакт вызывает рост температуры в точках поверхностного слоя за счет возрастания интенсивности тепловыделения в зоне контакта. Графически это отображается смещением кривой $T(h)$ в более высокотемпературную область. При этом наблюдается незначительное увеличение температурного градиента, что является следствием указанного повышения температуры и инерционности процессов теплопроводности от поверхности контакта вглубь сопряженных тел.

Представляет интерес анализ установленной немонотонной зависимости температуры, измеренной на заданной глубине от поверхности трения, от скорости скольжения. Для пары трения стекло – титан она представлена на рис. 2. Поведение начальных участков кривых (до $V = 20$ м/с) не требует особого объяснения – температура растет

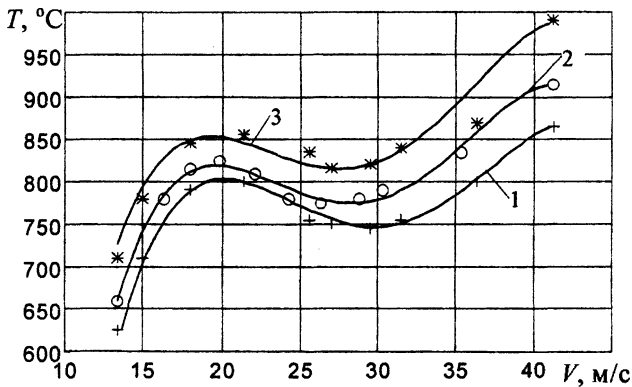


Рис. 2. Зависимость температуры в материале неподвижного образца на глубине 10 мкм под поверхностью трения от скорости скольжения (контакт стекло – титан; 1 – $p = 0,1$ МПа; 2 – $p = 0,2$ МПа; 3 – $p = 0,3$ МПа).

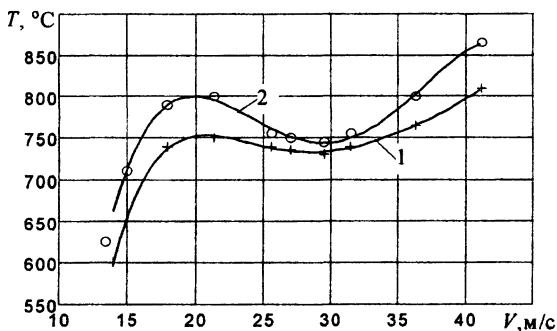


Рис. 3. Зависимость $T(V)$ на различной глубине под поверхностью трения (контакт стекло – титан; $p = 0,1$ МПа; 1 – $h = 20$ мкм; 2 – $h = 10$ мкм).

вследствие увеличения интенсивности тепловыделения с ростом скорости скольжения. Монотонный подъем температуры сменяется небольшим ее спадом в довольно широком интервале скоростей (от 20 до 30 м/с). Отметим, что при схеме торцевого трения с малым коэффициентом взаимного перекрытия важную роль в охлаждении контакта играет теплоотвод с поверхности вращающегося диска, осуществляющийся за счет конвекции. Очевидно, что коэффициент теплоотдачи при этом не постоянен, а зависит от скорости вращения диска – с ее увеличением коэффициент теплоотдачи возрастает. Следовательно, возрастает теплоотвод с поверхности, а участки поверхности диска, прошедшие зону фрикционного нагрева, возвращаются в нее охлажденными до более низкой температуры, чем в случае меньшей скорости. Это приводит к перераспределению тепловых потоков в зоне контакта в пользу диска, а значит, к уменьшению температуры в поверхностном слое неподвижного образца. Подтверждением этого предположения могут служить представленные на рис. 3 данные, из которых следует, что эффект снижения температуры, связанный с конвективным охлаждением поверхности контртела,

ослабевает с удалением от поверхности вглубь материала.

В области скоростей больше 30 м/с температура снова растет, но не так быстро, как на начальном участке зависимости. Установлено, что для пары трения стекло – титан коэффициент трения почти постоянен в интервале скоростей 10-30 м/с, а при более высокой скорости он начинает возрастать. Фрикционный нагрев стекла приводит к протеканию на пятнах фактического контакта двух процессов: с одной стороны, снижа-

ется сопротивление фрикционной связи срезу, с другой стороны, размягчение стекла в локальных микрообъемах, прилегающих к вершинам контактирующих неровностей, влечет за собой рост фактической площади контакта. Так как сопротивление срезу уменьшается незначительно, в результате совместного действия этих процессов адгезионная составляющая коэффициента трения возрастает. Кроме того, с размягчением материала увеличивается доля пластической деформации, что дает дополнительный вклад в теплообразование на контакте. Это обстоятельство вместе с ростом коэффициента трения, по нашему мнению, может объяснить указанное повышение температуры. Теплоотвод с поверхности контртела, увеличивающийся с ростом скорости скольжения, частично компенсирует действие указанных факторов, в результате чего температура возрастает медленнее, чем на начальном участке зависимости.

Увеличение номинального давления вызывает смещение графика в область более высоких температур вследствие возрастания тепловыделения. При этом минимум зависимости $T(V)$ незначительно смещается в область более низких скоростей. Это может быть вызвано более быстрым ростом площади фактического контакта, а следовательно, возрастанием коэффициента трения при меньшей скорости, чем в случае малых контактных давлений (рис. 2, кривая 1).

4. Выводы:

1. при высокоскоростном трении тонкие (толщиной порядка десятков микрометров) поверхностные слои материала неподвижного образца испытывают интенсивное тепловое воздействие;
2. температурное поле в поверхностном слое материала является сильно неравномерным – наблюдается очень большой (до 10^4 °С/мм) градиент температуры в направлении нормали к поверхности трения;
3. с удалением от поверхности трения вглубь материала температура монотонно убывает, что свидетельствует о слабом влиянии подповерхностных источников тепла на температурное поле;
4. немонотонная зависимость температуры под поверхностью контакта от скорости скольжения объясняется интенсивным конвективным теплоотводом с поверхности вращающегося контртела и поведением коэффициентов трения фрикционных пар в зависимости от скорости и температуры.

Литература. 1. Blok H. Theoretical study of temperature rise at surfaces of actual contact under oiliness lubricating conditions // Proc. Inst. Mech. Eng.— 1937.— Vol. 2.— P. 222—235. 2. Jaeger J.C. Moving heat sources and friction temperature // Proc. Roy. Soc. N.S.W.— 1942.— Vol. 76.— P. 203—224. 3. Archard J.F. The temperature of rubbing surfaces // Wear.— 1959.— Vol. 2, № 6.— P. 438—455. 4. Кудинов В.А. Динамика станков.— Москва: Машиностроение, 1967.— 344 с. 5. Протасов Б.В. Энергетические соотношения в трибосопряжении и прогнозирование его долговечности.— Саратов: Саратовский политехнический институт, 1979.— 86 с. 6. Протасов Б.В., Крагельский И.В. О генерации тепла при внешнем трении // Трение и износ.— 1981.— Т. 2, № 1.— С. 5—11. 7. Sadowski J. Badania termowizyjne otoczenia obszaru kontaktu tracych sie cia // Zag. eksploat. masz.— 1986.— № 3—4.— S. 461—470. 8. Балакин В.А. Трение и износ при высоких скоростях скольжения.— М.: Машиностроение, 1980.— 136 с. 9. Богданович П.Н., Белов В.М. Особенности температурных полей на локальных участках контакта сапфир – металл // Докл. АН Беларуси.— 1993.— Т. 37, № 3.— С. 114—117. 10. Rigney D.A., Hirth J.P. Plastic deformation and sliding friction of metals // Wear.— 1979.— Vol. 53.— P. 345—370.

ЭНЕРГОСИЛОВЫЕ ЗАТРАТЫ ПРИ РАДИАЛЬНО-ИЗОСТАТИЧЕСКОМ ПРЕССОВАНИИ ПОРОШКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОПРАВКУ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь
Луцкий государственный технический университет
Луцк, Украина

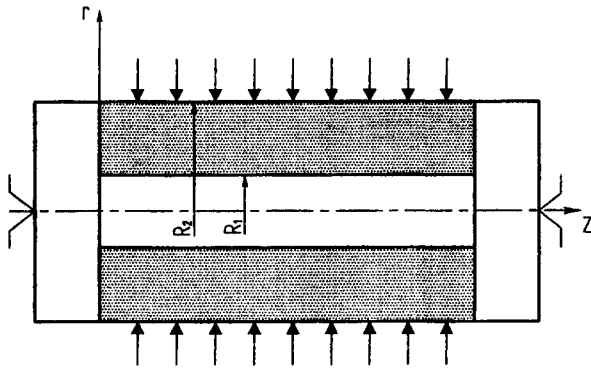


Рис.1. Схема радиального прессования труб из порошков.

Рассмотрим случай радиального прессования трубы на жесткую оправку (рис. 1). Предполагается, что продольная деформация ограничена жесткими стенками, вдоль которых отсутствует внешнее трение. Указанная схема используется при радиальном прессовании при уплотнении порошков на матрицу либо оправку и соответствует плоской осесимметричной деформации.

Компоненты тензора напряжений σ_r, σ_t и σ_z удовлетворяют следующим

уравнениям:

условия пластичности [1]

$$\frac{3 \left(\frac{\sigma_r + \sigma_t + \sigma_z}{3} \right)^2}{\psi^2} + \frac{[(\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 + (\sigma_t - \sigma_z)^2]}{3\varphi^2} = 1; \quad (1)$$

уравнению равновесия

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_t}{r} = 0. \quad (2)$$

Ввиду отсутствия внешнего трения и ограничения продольной деформации

$$\tau_{rz} = 0; \quad (3)$$

$$\varepsilon_z = 0. \quad (4)$$

Условие (4) выразим через компоненты через компоненты тензора напряжений на основе ассоциированного закона течения

$$d\varepsilon_z = d\lambda \frac{\partial F(\sigma_r, \sigma_t, \sigma_z)}{\partial \sigma_z} = 0. \quad (5)$$

Из уравнений (1) и (5) получим

$$\sigma_z = a(\sigma_r + \sigma_t), \quad (6)$$

$$\text{где } a = \frac{\psi^2 - \varphi^2}{2\psi^2 + \varphi^2}. \quad (7)$$

Уравнения (1), (2) и (6) позволяют определить зависимости компонент тензора напряжений от радиуса r при определенном граничном условии. Условие жесткости оправки позволяет считать, что

$$d\varepsilon_t = 0. \quad (8)$$

$r=R_1$

Решим систему уравнений (1), (2) и (6) при граничном условии (8). Подставим

значение ε_z из (6) в (1). Получим

$$\frac{[(\sigma_r + \sigma_i)(a+1)]^2}{3\psi^2} + \frac{(\sigma_r - \sigma_i)^2 + [a\sigma_r + (a-1)\sigma_i]^2 + [a\sigma_i + (a-1)\sigma_r]^2}{3\varphi^2} = 1 \quad (9)$$

Введем обозначения:

$$K = \sigma_r - \sigma_i; \quad \sigma_i = \sigma_r - K; \quad \sigma_r + \sigma_i = 2\sigma_r - K. \quad (10)$$

С учетом (7) и (10) уравнение (9) примет вид:

$$\frac{K^2}{2\varphi^2} + \frac{6(\sigma_r - K)^2}{2\psi^2 + 2\varphi^2} = 1 \quad (11)$$

Для радиальной схемы прессования (рис. 1) с большой степенью точности можно считать, что $\sigma_r = \sigma_i$ [2]. При этом $K = \sigma_r - \sigma_i = 0$. Тогда уравнение (11) примет вид

$$\sigma_r = \sqrt{\frac{\psi^2 + \varphi^2}{3}}. \quad (12)$$

$$\text{где [2]} \quad \psi = 2\sqrt{3}\sigma_{T_0} \left(\frac{\nu}{\nu_0}\right)^m \ln \frac{1-\nu}{1-\nu_0}; \quad (13)$$

$$\varphi = \frac{2\sqrt{6} \ln\left(\frac{1-\nu_0}{1-\nu}\right) \left(\frac{\nu}{\nu_0}\right)^{m+1} (1-\xi)\sigma_{T_0}}{\sqrt{9\left(\frac{\nu}{\nu_0}\right)^{2m} - (1+2\xi)^2 \left(\frac{\nu}{\nu_0}\right)^{2l}}}, \quad (14)$$

где σ_{T_0} - предел текучести частиц порошка; ν_0 и ν - начальная и требуемая относительная плотности прессовок; m и l - показатели упрочнения при гидростатическом и осевом прессовании, соответственно; ξ - коэффициент бокового давления.

Условие равновесия (2) с учетом

$\sigma_r = \sigma_i$ преобразуется в $\frac{d\sigma_r}{dr} = 0$, т.е. радиальные напряжения по радиусу прессовки

не изменяются и поэтому плотность $\rho_{np} = const$. Экспериментальные исследования распределения плотности по радиусу прессовки реальной толщины $t \leq 6$ мм показывают, что изменение плотности составляет не более 1,5% в пределах точности эксперимента [2].

С учетом (13) и (14) уравнение (12) примет вид

$$\sigma_r = \rho_{np} = 2\sigma_{T_0} \left(\frac{\nu}{\nu_0}\right)^m \cdot \ln \frac{1-\nu_0}{1-\nu} \sqrt{1 + \frac{1,5\left(\frac{\nu}{\nu_0}\right)^{2l} (1-\xi)^2}{9\left(\frac{\nu}{\nu_0}\right)^{2m} - (1+2\xi)^2 \left(\frac{\nu}{\nu_0}\right)^{2l}}} \quad (15)$$

Осевое напряжение σ_z определим из

уравнений (6) и (7) с учетом $\sigma_r = \sigma_i$:

$$\sigma_z = 2a\sigma_r = \frac{2(\psi^2 - \varphi^2)}{2\psi^2 + \varphi^2} \cdot \sigma_r \quad (16)$$

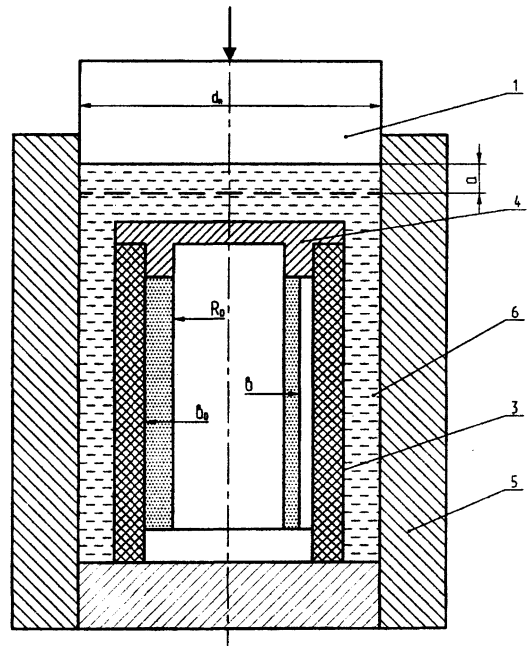


Рис.2. Принципиальная схема радиально-изостатического прессования ППМ на оправку:
1-поршень; 2-корпус; 3-оправка; 4-упор;
5-оболочка; 6-прессовка.

Уравнение (15) позволяет определить давление прессования при радиальном прессовании на оправку в зависимости от начальной и требуемой плотностей (ν_0, ν) , механических и структурных характеристик.

Осевое напряжение σ_z необходимо знать для расчета на прочность деталей оснастки и установки.

Уравнение (15) не учитывает силовые затраты на радиальную деформацию полиуретановых оболочек, т.к. их материал имеет иные реологические свойства. Для радиальных размеров оболочек 10-30 мм, изготовленных из полиуретана марки СКУ-7Л ($G=10$ МПа), силовые затраты составляют 2-4% от давления прессования. Компоненты тензора напряжений в промежуточных эластичных средах (коэффициент Пуассона $\nu \approx 0,5$) отличаются друг от друга на 2-4%, что позволяет считать $\bar{\sigma}_R \approx \bar{\sigma}_t \approx \bar{\sigma}_z$, т.е. оболочка как жидкость равномерно передает давление [2]. Вместе с тем, изменение давлений на 2-4% приведет к изменению плотности до $0,3 \div 0,5\%$, что гарантирует стабильность свойств прессовок.

Работа, затрачиваемая на прессование, определяется выражением (рис.2)

$$W = \int_0^{\alpha} p(\alpha) S_n d\alpha, \quad (17)$$

где $p(\alpha)$ - давление прессования; S_n - площадь поршня, $S = \frac{\pi d_n^2}{4}$;

α - перемещение поршня; d_n - диаметр поршня.

Воспользуемся известной зависимостью, связывающую давление и плотность [3]

$$P_s = P_{kp} \left[\frac{\nu - \nu_0}{\nu(1 - \nu_0)} \right]^m = \frac{P_{kp}}{(1 - \nu_0)^m} \left(\frac{\epsilon_0^2 - \epsilon^2}{\epsilon_0^2 - R_0^2} \right)^m, \quad (18)$$

где m - параметр упрочнения.

Так как объем жидкости при перемещении порошка равен объему уплотнения прессовки, то

$$\frac{d_n^2 \alpha}{4} = (\epsilon_0^2 - \epsilon^2) \cdot l, \quad (19)$$

где l - длина прессовки.

Подставляя (19) в (18), получим

$$P_s = \frac{P_{kp} d_n^{2m} \alpha^m}{[4(1 - \nu_0)(\epsilon_0^2 - R_0^2) \cdot l]^m}. \quad (20)$$

Решая уравнение (17) с учетом (20) имеем:

$$W = \frac{P_{kp} \pi d_n^{2(m+1)} \alpha^{(m+1)}}{[4(1 - \nu_0)(\epsilon_0^2 - R_0^2) \cdot l]^m (m+1)}. \quad (21)$$

Так как

$$\alpha = \frac{4(\epsilon_0^2 - R_0^2) \cdot l \left(1 - \frac{\nu_0}{\nu}\right)}{d_n^2}, \quad (22)$$

то работу прессования определяем из (21)

$$W = P_{kp} \frac{\pi(\epsilon_0^2 - R_0^2) \cdot l \left(1 - \frac{\nu_0}{\nu}\right)^{m+1}}{(1 - \nu_0)^m (m+1)}. \quad (23)$$

Уравнение (23) позволяет определить энергозатраты при радиальном ИП в зависимости от плотности, геометрии прессовки и свойств порошка.

На рис. 3 показана зависимость давления от относительной плотности при ради-

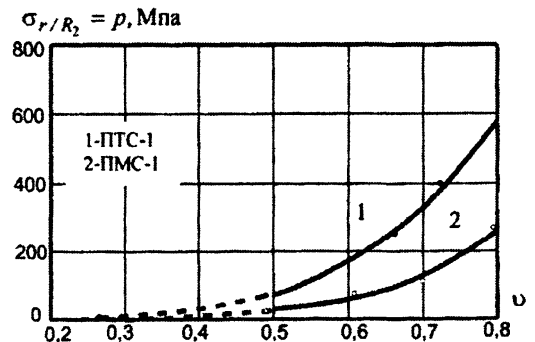


Рис.3. Зависимость давления от плотности при радиальном прессовании: 1 и 2-по уравнению (15); точки — экспериментальные данные.

альном прессовании. Результаты расчетов согласуются с экспериментальными данными. Использование радиальной схемы прессования позволяет получать трубы с равномерным распределением плотности в широком диапазоне давлений.

Литература. 1. Штерн М.Б. Определяющие уравнения для уплотняемых пластичных пористых тел // Порошковая металлургия. – 1981. - №4. – С.17-23. 2. Реут О.П., Богинский Л.С., Петюшик Е.Е. Сухое изостатическое прессование уплотняемых материалов. – Минск: «Дэбор», 1998, - 258 с. 3. Роман О.В. Теория и практика прессования порошков // Современные проблемы порошковой металлургии. – Киев: Наукова думка, 1970, - С.54-61.

УДК 621.762

Л.С. Богинский, Г.И. Курневич, Д.И. Божко

ИЗГОТОВЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ ТЕРМОРАСШИРЕННОГО ГРАФИТА

*Белорусский национальный технический университет
Белорусский государственный университет
Минск, Беларусь*

Особенности состояния экономики РБ требует ориентации промышленного производства на выпуск конкурентоспособной продукции. На многих предприятиях имеется широкий спектр печного оборудования, рассчитанного на использование нагревательных элементов на основе сплавов Ni-Cr, SiC, MoSi₂ и т.д. В настоящее время объемы производства их в РБ существенно уменьшилось из-за высокой себестоимости (стоимость сырья и неэффективность используемых технологий). Создание новых материалов для нагревателей с относительно низкой стоимостью, широким диапазоном температур и надежностью является актуальной задачей.

Перспективным материалом изготовления электронагревателей является графит, обеспечивающий устойчивую работу в окислительной атмосфере до 400°С и 3000°С в защитной атмосфере.

Графитовые нагреватели в виде втулок, тиглей (графитовая печь - ГП) является

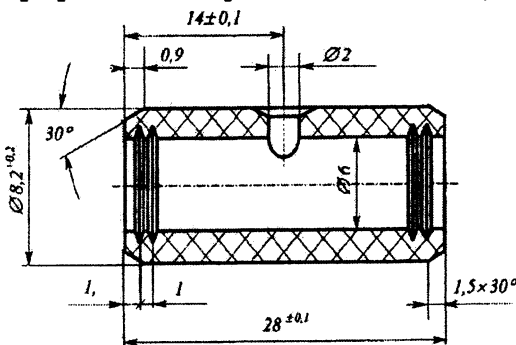


Рис.1. Схема нагревателя (графитовая печь)

принадлежностью атомно-абсорбционной спектрофотометрии и представляет собой последнее достижение технологии для обеспечения анализов на уровне РРВ. В таких печах достигаются высокие скорости атомизации, высокая температура до 3000°С в нейтральной атмосфере.

На рис. 1 показана схема импортной ГП. Исследования ее свойств показали, что при плотности $\rho_{\text{ср}} = 1,6 \text{ г/см}^3$ основной объем изделия представляет собой пористый пирографит природного происхождения. Деталь получали из заготовки обработкой резанием (обточка, сверление, нарезание канавок и фа-

сок), что уменьшает коэффициент использования материала ($0,2 \div 0,3$), создает экологическую проблему загрязнения воздуха. После механической обработки с целью закрытия поверхностной пористости из газовой среды наносился тонкий слой чистого пирографита ($C=99\%$), что существенно уменьшает производительность и повышает стоимость изделия.

Для изготовления графитовых нагревателей может быть использован доступный в РБ и относительно дешевый терморасширенный графит (ТРГ), который не испытывает изменений во времени, не смачивается расплавленными металлами, обладает высокой формуемостью и сорбционной стойкостью к агрессивным жидкостям, в компактном виде – определенной эластичностью и упругостью, которые сохраняются до высоких температур, что обеспечивает широкий диапазон его применения (высокотемпературные сальниковые уплотнители, прокладки для фланцевых соединений, антифрикционные изделия, защитные оболочки, наполнители для отстойных фильтров и т.д.) [1].

Изделия из ТРГ получают в основном прессованием. Наиболее распространенным является метод осевого формования в пресс-форме, позволяющий получать изделия с отношением высоты к поперечному размеру $\frac{h}{t} \leq 1$. Как формовочный материал ТРГ существенно отличается от порошков других материалов. Его частицы обладают сложной структурой, развитой поверхностью, специфической «червеобразной» формой, большой склонностью к самоуплотнению [1].

Следует отметить, что ГП является длинномерным изделием $\frac{l}{d} > 4$ и это существенно усложняет технологию прессования.

Разработка новых материалов и типов изделий на основе ТРГ неразрывно связана с изучением и совершенствованием процессов прессования. Отличительной особенностью ТРГ является его способность к уплотнению при относительно низких давлениях и сохранению формы без спекания. Вместе с тем, порошок ТРГ имеет малую насыпную плотность, что для длинномерных изделий при их осевом прессовании требует использование крупногабаритной оснастки. Кроме того, наличие избыточного давления воздуха в порах при осевом прессовании приводит к образованию трещин.

Для получения ГП на основе ТРГ была разработана технология, включающая в себя следующие основные операции:

1. Осевое прессование ТРГ подвижной иглой до плотности $\rho_0 = 0,3 - 0,4 \text{ г/см}^3$.

Засыпка порошка ТРГ в пресс-форму. Осевое прессование заготовки $l=30\text{мм}$ $D_n = 21\text{мм}$, $d_{\text{ин}} = 6\text{мм}$. Выпрессовка заготовки из матрицы. Прессование заготовки до плотности $\rho = 0,35 \text{ г/см}^3$ не приводит к ее растрескиванию, так как давление воздуха в порах не вызывает разрушения образца.

2. Радиальное сухое изостатическое прессование (СИП) на оправку шести заготовок до плотности $\rho_r = 1,8 \text{ г/см}^3$ при давлении $p = 100 \text{ МПа}$. При СИП по радиальной схеме создаются условия для выхода воздуха и уплотнение ТРГ осуществляется за счет уменьшения поперечного сечения прессовки [2].

3. Осевое уплотнение (калибровка ГП, формирование фасок, поверхностное закрытие пор).

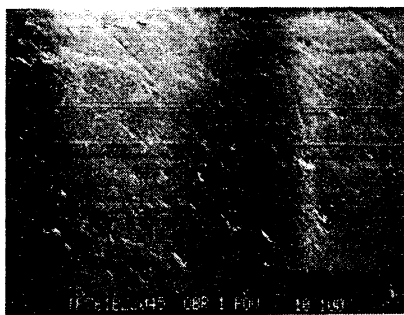


Рис. 2. Вид внешних поверхностей (поверхностное закрытие пор)

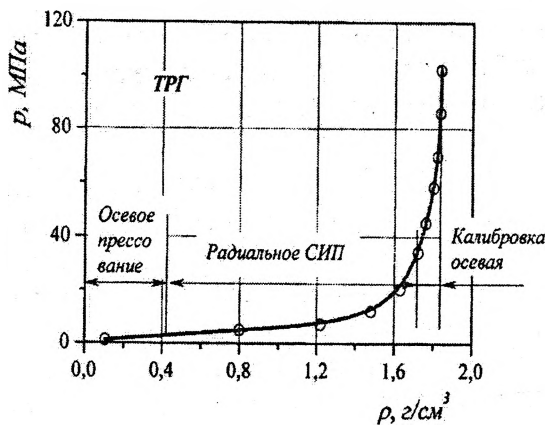


Рис.3. Зависимость плотности ПМ на основе ТРГ от давления прессования

прессованием наблюдается четкое расположение слоев частиц графита в направлении перпендикулярном приложению давления. Радиальное СИП изменяет ориентацию частиц ТРГ в основном по тангенциальному расположению и обеспечивает изотропность свойств материала и за счет схемы уплотнения с учетом особенностей СИП – выход воздуха из пор, что обеспечивает отсутствие трещин. Калибровка осевая и выпрессовка позволяет формировать фаски (рис. 1 и 4) и заглаживать наружную и внутреннюю поверхности (рис.2).

Таким образом, разработаны технология, оборудование и оснастка для изготовления графитовой печи (втулки) на основе ТРГ. Технология включает в себя осевое прессование ТРГ до плотности $\rho_0 = 0,35 \text{ г/см}^3$, пакетное радиальное СИП осевую калибровку поверхностей и фасок и сверление отверстия $\varnothing 2 \text{ мм}$. Разработана и изготовлена опытная установка для СИП и оснастка для осевого СИП и калибровки.

Усовершенствованный процесс прессования ГП позволил улучшить культуру производства, увеличить коэффициент использования материала, снизить себестоимость изготовления изделий на 50% и на 30% повысить срок службы ГП.

Литература. 1. Никитин Ю.А., Черныш И.Г., Пятковкий М.Л., Новиков Е.П. Некоторые свойства низкоплотных материалов на основе терморасширенного графита. // Порошковая металлургия. – 1997. – №1/2. – С.110-112. 2. Реут О.П., Богинский Л.С., Петюшик Е.Е. Сухое изостатическое прессование уплотняемых материалов. – Минск: «Дэбор», 1998, - 258 с.

При выпрессовке ГП на матрицы происходит поверхностное закрытие пор как по наружной поверхности и фаскам, так и по внутренней поверхности за счет внешнего трения детали о стенки матрицы (рис.2).

4. Сверление отверстия $\varnothing 2$ (рис.1) осуществляется по кондукторной втулке. Очень важно, чтобы не было провала во внутреннюю поверхность, т.е. скорость сверления $V = 15 \text{ м/мин}$, но подача $S_0 = 0,1 \text{ мм/об}$.

На рис. 3 показана диаграмма уплотнения порошка ТРГ и три стадии прессования: осевое подвижной иглой, радиальное СИП и осевая калибровка.

При низкой плотности образцов ($\rho \leq 0,4 \text{ г/см}^3$), изготовленных осевым

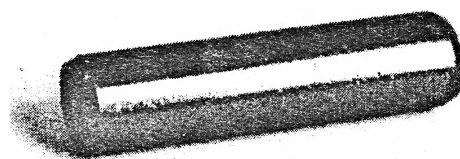


Рис. 4. Общий вид ГП, изготовленной по технологии после калибровки

СТРУКТУРА, СВОЙСТВА И ТЕРМОСТАБИЛЬНОСТЬ СПЛАВОВ СИСТЕМЫ АЛЮМИНИЙ-КОБАЛЬТ, ПОЛУЧЕННЫХ СВЕРХБЫСТРОЙ ЗАКАЛКОЙ ИЗ ЖИДКОЙ ФАЗЫ

*Белорусский государственный университет
Минск, Беларусь*

При сверхбыстрой закалке металлов из расплава удается создать структуру и свойства, которые невозможно получить, используя традиционные методы синтеза и термической обработки материалов [1]. При скоростях охлаждения выше 10^5 К/с удается сформировать микрокристаллическую структуру, получить сильно пересыщенные твердые растворы и метастабильные фазы, что позволяет изменять свойства сплавов в широких пределах. К числу таких материалов относятся и сплавы алюминия, легированные переходными элементами [2]. В данной работе представлены результаты исследования структуры, свойств и термической стабильности фольг сплавов системы алюминий-кобальт, полученных сверхбыстрой закалкой из расплава.

Быстрозатвердевшие фольги сплавов системы алюминий-кобальт, содержащих 0,3...2,4 ат % Со, получены инжестированием капли расплава на внутреннюю полированную поверхность вращающегося медного цилиндра диаметром 20 см. Частота вращения цилиндра 1500 об/мин. Толщина фольг находилась в пределах от 10 до 100 мкм. Для исследования структуры и свойств использовались фольги толщиной 30...70 мкм. Скорость охлаждения расплава при таких толщинах, как показал расчет [3], порядка 10^6 К/с. Рентгеноструктурный анализ применялся для исследования текстуры, определения фазового состава фольг. Текстура изучалась с помощью «обратных» полюсных фигур. Полюсные плотности ρ дифракционных линий 111, 200, 220, 311, 331 и 420 рассчитывались по методу Харриса [4]. Определялось физическое уширение β дифракционной линии 420. Микротвердость H_n фольг измерялась на приборе ПМТ-3 с использованием нагрузки 20 г. Изохронный отжиг фольг проводился от комнатной температуры до 640 °С через 30...40 °С с выдержкой 20 минут при каждой температуре.

Быстрозатвердевшие фольги сплавов системы алюминий-кобальт имеют микрокристаллическую структуру. Средний размер зерен фольг составлял несколько микрон и уменьшается с увеличением концентрации кобальта в сплавах. В табл.1 приведены значения полюсных плотностей дифракционных линий фольг исследуемых сплавов.

Максимальным значением полюсной плотности характеризуется дифракционная линия 111, что указывает на формирование текстуры (111). На долю данной ориентировки в фольгах, содержащих 0,3...1,2 ат % Со, приходится более 50% объема фольг. Известно [4], что в массивных слитках алюминия и других металлов, имеющих гранцентрированную кристаллическую решетку, а также их сплавах формируется текстура (100). Но в пленках алюминия, полученных в сильно неравновесных условиях, наблюдается текстура (111) [5,6].

Из плоскостей {111} и {100} наиболее плотноупакованными являются плоскости {111}, а наименьшей поверхностной энергией характеризуются плоскости {100} [3]. Поэтому при условиях кристаллизации, близких к равновесным, энергетически выгодно формирование текстуры (100). При затвердевании в сильно неравновесных условиях текстура определяется теми зернами, у которых при росте межфазная граница «кристалл-жидкость» совпадает с плоскостью, растущей с наибольшей скоростью в направлении теплоотвода. В работе [7] определены энергетические барьеры перемещения

межфазной границы «кристалл-жидкость» для различных плоскостей. Согласно выполненным расчетам энергетический барьер для перемещения межфазной границы, совпадающей с плоскостями {111} меньше, чем для межфазной границы, совпадающей с плоскостями {100}. Вследствие этого при быстром затвердевании растут те зерна, у которых плоскости {111} параллельны фронту кристаллизации, формируя тем самым текстуру (111) в быстрозатвердевших фольгах.

Табл. 1 Полусные плотности дифракционных линий быстрозатвердевших фольг сплавов системы алюминий-кобальт

Сплав	Дифракционные линии					
	111	200	220	311	331	420
Al-0,3 ат.% Co	3,3	0,7	0,6	0,7	0,3	0,4
Al-0,6 ат.% Co	3,3	1,0	0,5	0,5	0,4	0,3
Al-1,2 ат.% Co	3,3	0,9	0,4	0,6	0,4	0,4
Al-2,4 ат.% Co	2,5	1,5	0,7	0,6	0,3	0,4

Рентгеноструктурный анализ быстрозатвердевших фольг сплавов системы алюминий-кобальт показал, что основной фазой является пересыщенный твердый раствор на основе алюминия. Дополнительных дифракционных отражений, не принадлежащих алюминию, на дифрактограмме не было обнаружено.

На рис.1 представлены зависимости микротвердости H_{μ} быстрозатвердевших фольг и массивных литых отожженных сплавов от концентрации кобальта. Микротвердость фольг увеличивается с повышением концентрации кобальта и превышает микротвердость массивных образцов того же состава почти в два раза, что объясняется образованием пересыщенного твердого раствора на основе алюминия, а также формированием микрокристаллической структуры. На том же рисунке приведена и зависимость физического уширения β дифракционной линии 420 быстрозатвердевших фольг, которое возрастает с концентрацией кобальта в сплавах. По данным работы [8] плотность дислокаций в быстрозатвердевших фольгах алюминия и его сплавов с небольшой концентрацией легирующих элементов находится в пределах $10^8 \dots 10^9 \text{ см}^{-2}$. Поэтому вкладом областей когерентного рассеяния в физической расширение можно пренебречь [9]. Наблюдаемое физической уширение дифракционной линии 420 можно связать с возникновением микродеформаций. Расчет показывает [10], что их величина изменяется от 3×10^{-4} до 8×10^{-4} при изменении концентрации кобальта в интервале от 0,3 до 2,4 ат.% в быстрозатвердевших фольгах.

Быстрозатвердевшие фольги исследуемых сплавов находятся в неустойчивом состоянии. При их нагреве происходят изменения структуры и свойств. Зависимости микротвердости фольг сплава Al-1,2 ат.% Co от температуры нагрева при изохронном отжиге приведена на рис. 2. Наблюдаются два этапа в изменении H_{μ} : первый этап находится в интервале температур 120...200 °C, а второй – выше 300 °C.

Изменение полюсных плотностей дифракционных линий фольг сплава Al-1,2 ат.% Co после отжига в течение 1 часа при различных температурах представлено в табл.2. При температуре отжига (165 °C), находящейся в температурном интервале первого этапа, полюсные плотности дифракционных линий не изменяются. Но после отжига при 480 °C происходит перераспределение полюсных плотностей.

Отжиг при 165 °C вызывает появление дополнительных дифракционных линий, которым соответствуют межплоскостные расстояния: 0,383, 0,258, 0,224, 2,11, 0,205, 0,192 и 0,186 нм. Как показал расчет, дополнительные линии обусловлены появлением частиц соединения Co_2Al_9 , имеющего моноклинную кристаллическую решетку [10]. Поэтому первый этап измерения микротвердости и структуры, наблюдаемый в интер-

вале 120...200 °С, целесообразно связать с распадом пересыщенного твердого раствора, при котором происходит выделение равновесной фазы Co_2Al_9 .

Табл.2 Полюсные плотности дифракционных линий отожженных фольг сплава Al-1,2 ат.% Со.

ОТЖИГ время (ч), температура (°С)	ДИФРАКЦИОННЫЕ ЛИНИИ					
	111	200	220	311	331	420
1 ч, 80 °С	3,4	0,9	0,4	0,5	0,4	0,4
1 ч, 165 °С	3,3	0,9	0,5	0,5	0,4	0,4
1 ч, 480 °С	2,7	1,2	0,6	0,7	0,4	0,5
1 ч, 600 °С	2,7	1,2	0,6	0,6	0,4	0,5

Изменение полюсных плотностей дифракционных линий при 480 °С указывает на протекание рекристаллизационных процессов, вызывающих изменение ориентации зерен в фольге. При этой температуре отжига возможно укрупнение частиц фазы Co_2Al_9 . Их коалесценция способствует протеканию рекристаллизационных процессов. Коалесценция частиц второй фазы и протекание рекристаллизационных процессов приводят к уменьшению микротвердости.

Литература. 1. Метастабильные и неравновесные сплавы// Ю.В.Ефимов, Г.Варлимонт, Г.Г.Мухин и др./ Под ред. Ю.В.Ефимова.-М.: Металлургия, 1988.-383 с. 2. Мондольфо Л.Ф. Структура и свойства алюминиевых сплавов.-М.: Металлургия, 1979.-690 с. 3. Мирошниченко И.С. Закалка из жидкого состояния.-М.: Металлургия, 1982.-168 с. 4. Вассерман Г., Гревен И. Текстуры металлических материалов.-М.: Металлургия, 1969.-654 с. 5. Астахов О.Ф., Горелик С.С., Сагалов Т.Б., Сафонов Ю.С. Влияние легирования на текстуру, структуру, фазовый состав и свойства токих поликристаллических пленок алюминия// ФММ.- 1994.-Т. 77.-№1.- С. 83-89. 6. Kamijo A., Mitsuzuka T. A highly oriented Al [111] texture developed on ultrathin metal under layers// J. Appl. Phys.-1995.-Vol. 77.-№8.-P.3799-3804. 7. Li D.Y. Szpunar J.A. A possible role for surface packing density in the formation of (111) texture in solidified FCC metals// J. Mater. Sci. Lett.-1994.-Vol.13.-№21.-P. 1521- 1523. 8. Шепелевич В.Г., Ташлыкова-Бушкевич И.И., Васильева Л.А. Структура и микротвердость быстрозатвердевших сплавов системы Al-Fe// Перспективные материалы. -1999.-№5.-С.85-90. 9. Захарова М.Н. Атомно-кристаллическая структура и свойства металлов и сплавов.-М.: Изд.МГУ,-1972.-216 с. 10. Хансен М., Андерко К. Структуры двойных сплавов: Справочник. Т.1,2/ Под ред. И.И. Новикова и И.Л.Рогельберга.-М.: ГИТИЛЧИМЦ,-1962.-1488 с.

УДК 539.3

А.С. Кравчук

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИНЦИПА ВОЛЬТЕРРА В КОНТАКТНЫХ ЗАДАЧАХ ВЯЗКОУПРУГОСТИ

*Белорусская государственная политехническая академия,
г. Минск, Беларусь*

1. Введение. В линейной теории ползучести значительную роль играют принципы соответствия, позволяющие выразить решение граничной задач теории ползучести через решение соответствующих упругих задач [1]. Значение принципов соответствия в

теории ползучести не только в том, что они дают возможность конструктивно построить решения для широкого класса задач в формах, удобных для приложений, но и в том, что ряд общих результатов (проблемы существования, единственности и ограниченности решения, теоремы взаимности и т.д.) являются прямым следствием этих принципов. На их основе построены достаточно эффективные методы фактической реализации решений задач теории ползучести.

Впервые операторный принцип соответствия был сформулирован Вольтерра [10] применительно к задаче для анизотропного вязкоупругого тела. Он основан на свойствах линейных интегральных операторов входящих в (1), предположении о коммутативности операций интегрирования по времени и дифференцирования по координатам, а также того, что однородное уравнение Вольтерра второго рода имеет единственное нулевое решение [5]. Согласно этому принципу решение задачи вязкоупругости можно получить заменив упругие постоянные (модуль упругости и коэффициент Пуассона) соответствующими операторами в решении задачи для идеально упругого тела [1].

Дальнейшие исследования показали, что использование этого принципа существенно затруднено в случае задач с изменяющейся во времени поверхностью раздела граничных условий [4, 7]. Необходимо отметить, ряд работ посвященных исследованию математического содержания принципа Вольтерра и критериев его применимости к решению некоторых граничных задач [3, 7].

Вместе с тем, применение принципа Вольтерра при решении задач с монотонно растущей областью контакта не вызывает сомнений [2, 3, 9, 11]. Однако его использование в других случаях ограничивается некоммутативностью операторов вязкоупругости и интегрирования по зависящей от времени области контакта и требует специальных приемов построения их решений [2, 7].

Следует отметить также, что для однородно стареющих тел принцип Вольтерра в указанной формулировке применим только, тогда когда в уравнениях состояния фигурирует только один оператор, или операторы отличающиеся константами [1].

2. Двумерная контактная задача линейной ползучести для гладких цилиндрических тел. В настоящее время не существует единой теории ползучести пригодной для всех материалов, и как полагает ряд авторов [1] такой теории не может быть. Это отражается в различной структуре ядра (меры [1]) ползучести в той или иной модели, а также гипотезах налагаемых на основные соотношения упругих характеристик.

Рассмотрим квазистатическую задачу о контактном взаимодействии вязкоупругих изотропных диска и пластины. Пусть ε^2 , ε/R ($\varepsilon = R - r > 0$) малы. В центре диска приложена сосредоточенная сила величиной $P(t)$ (t - время), действующая вдоль оси y (Рис. 1). Трение в области контакта L отсутствует. Температура диска и пластины постоянна.

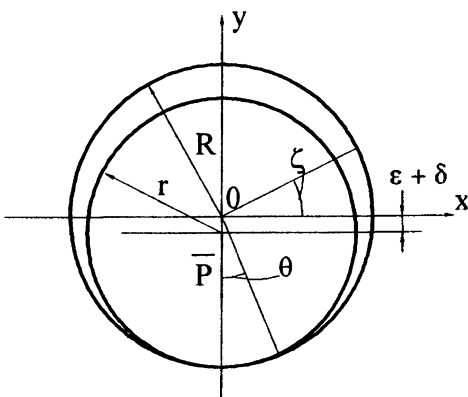


Рис. 1. Схема относительного положения тел

Построим решение задачи вязкоупругости для случая плоского напряженного состояния. Необходимо отметить, что уравнения (1) могут быть разрешены относительно напряжений. Тогда получаем [6], что

$$\sigma_{x,m}^*(t) = \lambda_{x,m} \left\{ \frac{\partial u_m}{\partial x} + \frac{\partial v_m}{\partial y} \right\}_0^t + 2\mu_{x,m} \left\{ \frac{\partial u_m}{\partial x} \right\}_0^t$$

$$\sigma_{y,m}^*(t) = \lambda_{x,m} \left\{ \frac{\partial u_m}{\partial x} + \frac{\partial v_m}{\partial y} \right\}_0^t + 2\mu_{x,m} \left\{ \frac{\partial v_m}{\partial y} \right\}_0^t$$

$$\tau_{xy,m}^*(t) = \mu_{x,m} \left\{ \frac{\partial u_m}{\partial x} - \frac{\partial v_m}{\partial y} \right\}_0^t$$

где u_m, v_m - перемещения в ортогональной системе координат при $m=1$ для пластины с отверстием, при $m=2$ для диска $\lambda_{\kappa,m}, \mu_{\kappa,m}$ - некоммутирующие линейные интегральные операторы вида

$$\kappa \left\{ \varepsilon_{ij,m}^*(t) \right\}_0^t = \kappa_0(t) \varepsilon_{ij,m}^*(t) - \int_0^t \Gamma_{\kappa,m}(t,\tau) \varepsilon_{ij,m}^*(\tau) d\tau,$$

$\Gamma_{\kappa,m}(t, \tau)$ - некоторое резольвентное ядро.

Уравнения равновесия в случае двумерной деформации имеют вид:

$$\frac{\partial}{\partial x} \sigma_{x,m}^*(t) + \frac{\partial}{\partial y} \tau_{xy,m}^*(t) = 0; \quad \frac{\partial}{\partial y} \sigma_{y,m}^*(t) + \frac{\partial}{\partial x} \tau_{xy,m}^*(t) = 0.$$

Таким образом, основные уравнения квазистатической теории двумерной вязкоупругости можно представить в виде [6]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial z} (\sigma_{y,m}^*(t) - \sigma_{x,m}^*(t) + 2i \tau_{xy,m}^*(t)) + \frac{\partial}{\partial z} (\sigma_{y,m}^*(t) + \sigma_{x,m}^*(t)) &= 0 \\ \sigma_{y,m}^*(t) + \sigma_{x,m}^*(t) &= 2(I - \nu_{\kappa,m})^{-1} \mu_{\kappa,m} \left\{ \frac{\partial}{\partial z} (u_m + iv_m) + \frac{\partial}{\partial z} (u_m - iv_m) \right\}'_0 \\ \sigma_{y,m}^*(t) - \sigma_{x,m}^*(t) + 2i \tau_{xy,m}^*(t) &= 4\mu_{\kappa,m} \left\{ \frac{\partial}{\partial z} (u_m + iv_m) \right\}'_0 \end{aligned}$$

где $\nu_{\kappa,m} = \frac{1}{2} \lambda_{\kappa,m} (\lambda_{\kappa,m} + \mu_{\kappa,m})^{-1}$; I - тождественный оператор по времени.

Отсюда получаем обобщенные формулы Колосова-Мусхелишвили [6]

$$\begin{aligned} \sigma_{x,m}^*(t) + \sigma_{y,m}^*(t) &= 2 \left[\Phi_m^*(z,t) + \overline{\Phi_m^*(z,t)} \right], \\ \sigma_{y,m}^*(t) - \sigma_{x,m}^*(t) + 2i \tau_{xy,m}^*(t) &= 2 \left[\bar{z} \Phi_m^*(z,t) + \Psi_m^*(z,t) \right], \\ 2\mu_{\kappa,m} \{u_m + iv_m\}'_0 &= (3I - 4\nu_{\kappa,m}) \left\{ \varphi_m^*(z,\tau) \right\}'_0 - z \overline{\Phi_m^*(z,t)} - \overline{\psi_m^*(z,t)}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\varphi_m^*(z, t), \psi_m^*(z, t)$ - комплексные потенциалы, обладающие теми же свойствами, что и

в теории упругости; $\varphi_m^*(z, t) = \Phi_m^*(z, t), \psi_m^*(z, t) = \Psi_m^*(z, t)$. При этом предполагается, что аналитическая по переменной z функция после действия на нее операторов вязкоупругости остается аналитической по z , т.е., в частности, указанные операторы коммутативны с операцией дифференцирования по z (соответственно по ρ, ζ если проведена

замена $z = \rho e^{i\zeta}$). В полярной системе координат имеем

$$\begin{aligned} \sigma_{\zeta,m}^*(t) + \sigma_{r,m}^*(t) &= 2 \left[\Phi_m^*(z,t) + \overline{\Phi_m^*(z,t)} \right], \\ \sigma_{\zeta,m}^*(t) - \sigma_{r,m}^*(t) + 2i \tau_{r\zeta,m}^*(t) &= 2e^{2i\zeta} \left[\bar{z} \Phi_m^*(z,t) + \Psi_m^*(z,t) \right], \end{aligned} \quad (2)$$

Действуя аналогично случаю упругой деформации, из-за отсутствия трения, с помощью (2) получаем [6,8]:

$$\begin{aligned} \Phi_1^*(z, t) &= (I - \nu_{\kappa,1})^{-1} (3I - 4\nu_{\kappa,1}) \left\{ \frac{iY(\tau)}{8\pi} \right\}'_0 \frac{1}{z} - \frac{1}{2\pi i} \int_{L(\tau)} \frac{\sigma_r(\omega, t) d\omega}{\omega - z}, \\ \Phi_2^*(s, t) &= (I - \nu_{\kappa,2})^{-1} \left\{ \frac{-iY(\tau)}{8\pi} \right\}'_0 \frac{1}{s} - (I - \nu_{\kappa,2})^{-1} \left\{ \frac{iY(\tau)}{4\pi} \right\}'_0 \frac{s}{r^2} + \end{aligned}$$

$$+ \frac{1}{2\pi i} \int_{L(\tau)} \frac{\sigma_r(\xi, t) d\xi}{\xi - s} - \frac{1}{4\pi i} \int_{L(\tau)} \frac{\sigma_r(\xi, t) d\xi}{\xi}, \quad (3)$$

где $X(t), Y(t)$ - компоненты главного вектора сил, приложенных к контуру отверстия (диска), s - комплексная переменная из внутренней области диска.

В области контакта в для любого времени t выполнено

$$\varepsilon + u_1 \cos(\zeta) + v_1 \sin(\zeta) = u_2 \cos(\zeta) + (v_2 - \delta - \varepsilon) \sin(\zeta).$$

и после известных преобразований из (1) можно получить следующее выражение для краевого условия

$$\begin{aligned} \varepsilon + \frac{R}{2} \mu_{N,1}^{-1} (I - \nu_{N,1}) \left\{ \Phi_1^*(\eta, \tau) + \overline{\Phi_1^*(\eta, \tau)} \right\}'_0 + R \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(\mu_{N,1}^{-1} (I - \nu_{N,1}) i \left\{ \Phi_1^*(\eta, \tau) - \overline{\Phi_1^*(\eta, \tau)} \right\}'_0 \right) = \\ = \frac{r}{2} \mu_{N,2}^{-1} (I - \nu_{N,2}) \left\{ \Phi_2^*(h, \tau) + \overline{\Phi_2^*(h, \tau)} \right\}'_0 + r \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(\mu_{N,2}^{-1} (I - \nu_{N,2}) i \left\{ \Phi_2^*(h, \tau) - \overline{\Phi_2^*(h, \tau)} \right\}'_0 \right), \quad (4) \end{aligned}$$

$$1/h = R/(r\eta), \eta = Rh/r - i\varepsilon$$

Тогда, с учетом (2), (3), из (4) получаем интегро-дифференциальное уравнение:

$$\Theta_1 \left\{ \frac{\eta}{\pi i} \int_{L(\tau)} \frac{\sigma_r'(\xi, \tau) d\xi}{\xi - \eta} \right\}'_0 = \Theta_2 \left\{ \sigma_r(\eta, \tau) \right\}'_0 - \Theta_3 \left\{ \frac{iY(\tau)}{16\pi} \right\}'_0 \left(\frac{1}{\eta} - \frac{\eta}{R^2} \right) - \Theta_4 \left\{ b(\tau) \right\}'_0 - \varepsilon, \quad (5)$$

где операторы $\Theta_n, (n = \overline{1,4})$ - операторы, имеющие вид:

$$\Theta_1 = R \mu_{N,1}^{-1} (I - \nu_{N,1}) + r \mu_{N,2}^{-1} (I - \nu_{N,2}), \quad \Theta_2 = \frac{r}{2} \mu_{N,2}^{-1} (I - \nu_{N,2}) - \frac{R}{2} \mu_{N,1}^{-1} (I - \nu_{N,1}),$$

$$\Theta_3 = 3R \mu_{N,1}^{-1} (3I - 4\nu_{N,1}) + 5r \mu_{N,2}^{-1}, \quad \Theta_4 = \frac{R}{2} \mu_{N,1}^{-1} (I - \nu_{N,1}),$$

$$b(t) = -\frac{1}{\pi} \int_0^{\alpha(t)} \sigma_r(\theta, t) d\theta.$$

3. Решение для монотонно возрастающей области контакта. Необходимо подчеркнуть, что для коммутативности оператора Θ_1 и операции интегрирования по изменяющейся области контакта в (5) достаточно предположить, что область контакта является монотонно возрастающей функцией [5, 7, 11]. Тогда, $\forall \tau < t \quad L(\tau) \subset L(t)$ и можно заменить $L(\tau)$ на $L(t)$ при интегрировании, т.к. функция $\sigma_r(\theta, \tau)$ обращается в ноль вне $L(\tau)$. Поднося таким образом Θ_1 под знак интеграла и решая полученное уравнение методом последовательных приближений можно получить следующее приближенное решение:

$$\begin{aligned} \sigma_r(\theta, t) = -\Theta_1^{-1} \left\{ \left[\Theta_2 \left\{ \frac{P(\tau_1)}{\alpha(\tau_1) + \cos(\alpha(\tau_1)) \sin(\alpha(\tau_1))} \right\}'_0 + \Theta_3 \left\{ \frac{P(\tau_1)}{8\pi} \right\}'_0 \right] \frac{\sqrt{2}}{R} \sqrt{\cos(\theta) - \cos(\alpha(\tau_1))} \cos(\theta/2) + \right. \\ \left. + 2 \left[\Theta_4 \left\{ b(\tau_1) \right\}'_0 + \varepsilon \right] \ln \left[\frac{\sqrt{1 + \cos(\theta)} - \sqrt{\cos(\theta) - \cos(\alpha(\tau_1))}}{\sqrt{1 + \cos(\alpha(\tau_1))}} \right] \right\}'_0 \quad (6) \end{aligned}$$

где $P(t) = -2R \int_0^{\alpha(t)} \sigma_r(\theta, t) \cos(\theta) d\theta$, $\alpha(t)$ - полуугол контакта.

4. Выводы и результаты. Таким образом, построено решение контактной задачи вязкоупругости. Установлено, что в случае монотонного возрастания области контакта решение может быть построено с помощью принципа Вольтерра. Из проведенного решения следует, что для применения принципа Вольтерра взаимная коммутативность операторов вязкоупругости не имеет значения.

Литература. 1. Арутюнян Н.Х., Колмановский В.Б. Теория ползучести неоднородных тел. - М.: Наука, 1983. - 336 с. 2. Белоконов А.В., Ворович И.И. Контактные зада-

чи линейной теории вязкоупругости без учета сил трения и сцепления. - Изв. АН СССР. МТТ, 1973, № 6. - с. 63-74. 3.Громов В.Г. О математическом содержании принципа Вольтерра в граничной задаче вязкоупругости. - ПММ, 1971, т. 36. - с. 869-878. 4.Работнов Ю.Н. Избранные труды. Проблемы механики деформируемого твердого тела. - М.: Наука, 1991. - 196 с. 5.Прокопович И.Е. О решении плоской контактной задачи теории ползучести. - ПММ, 1956, т. 20, в. 6, с. 680-687. 6.Рущицкий Я.Я. Об одной контактной задаче плоской теории вязкоупругости. - Прикладная механика, 1967, т. 3, в. 12. - с. 55-63. 7.Савин Г.Н., Рущицкий Я.Я. О применимости принципа Вольтерра. В кн.: "Механика деформируемых твердых тел и конструкций", М.: Машиностроение, 1975. - с. 431-436. 8.Теплый М.И. Контактные задачи для тел с круговыми границами. - Львов: Выща школа, 1980. - 176 с. 9.Lee E.H., Radok J.R.M., Woodward W.B. Stress analysis for linear viscoelastic materials. - Trans. Soc. Rheol., 1959, vol. 3, p. 41-59. 10.Volterra V. Lecons sur les fonctions de lignes. - Paris: Gauthier - Villard, 1913. - 230 p. 11.Yang Wei-hsuein. The contact problem for viscoelastic bodies, Journ. Appl. Mechanics, Pap. N 85-APMW-36 (preprint).

УДК 539.3

М.А.Журавков, А.О.Громыко, О.В.Громыко

О РАСЧЕТЕ ПРОЧНОСТИ И ЖЕСТКОСТИ СЛОИСТЫХ ПЛАСТИН

*Белорусский государственный университет
Минск, Беларусь*

Создание ряда новых материалов в последнее десятилетие обязано бурному развитию техники и технологий. К числу таких материалов принадлежат, в частности, материалы, из которых выполнены многослойные пластины. Они имеют сравнительно нежесткие (обладающие малой жесткостью по сравнению с другими слоями) прослойки из полимерных материалов. Обычно расчет таких элементов тонкостенных конструкций производится по схемам, опирающимся на гипотезы Кирхгоффа-Лява, которые не учитывают деформаций поперечного сдвига и поперечной линейной деформации (так называемое обжатие). В этом случае многослойная пластина заменяется эквивалентной однородной с соответствующими приведенными средними характеристиками. Решению подобных задач особенно большое внимание было уделено в работах П.Ф.Папковича, Э.И.Григолюка, С.Г.Лехницкого, А.П.Прусакова, С.А.Амбарцумяна, А.В.Саченкова, А.Я.Александрова и других исследователей.

Учет поперечных сдвигов и обжатия, играющих в ряде задач существенную роль, производился в ряде работ. С.А.Амбарцумяном для слоистых анизотропных пластин и оболочек предложен ряд вариантов теории, учитывающей сдвиг. Применительно к трехслойным конструкциям этому посвящены работы А.Я.Александрова, А.П.Прусакова, Л.М.Куршина, Э.И.Григолюка, Е.Рейсснера, Джерарда и др. Уравнения равновесия многослойных пластин с легким заполнителем, в котором учитывается сдвиг, впервые получены, по-видимому, В.В.Болотиным, и одновременно для слоистых оболочек с жестким заполнителем при конечных прогибах П.П.Чулковым. Эти уравнения были выведены на основе гипотезы прямой линии, сформулированной Э.И.Григолюком. В дальнейшем этими авторами было опубликовано еще несколько работ, посвященных различным аспектам этого вопроса.

В настоящей работе рассматривается вариант теории расчета пластин, составленных из жестких и маложестких трансверсально изотропных слоев. При этом гипотезы Кирхгоффа-Лява для каждого слоя заменяются гипотезами о линейном по толщине распределении тангенциальных и нормальных перемещений, что дает возможность учесть не только поперечные сдвиги, но и обжатие.

Опираясь на гипотезу линейного распределения по толщине нормальных и тангенциальных перемещений, при помощи принципа возможных перемещений можно вывести уравнения равновесия и граничные условия. Преобразовывая уравнения равновесия и переходя от усилий и моментов к перемещениям, приходим к матричным уравнениям. Дополнительное предположение о равенстве нулю коэффициентов Пуассона μ_{13} и μ_{23} , позволяет разделить задачу о деформации пластины на плоскую и задачу изгиба. Плоская задача введением функции напряжений сводится к бигармоническому уравнению. Задача изгиба в матричной записи дает отдельные уравнения относительно скалярного и векторного потенциалов. Эти уравнения для случая, когда сдвиг и обжатие учитываются во всех слоях или когда жесткостью несущих слоев можно пренебречь, записываем в следующем виде:

$$[A_1]\lambda^2\{X\} - [A_2]\{X\} - \{K\}\lambda^2 w = -\{Q\}, \quad [A_3]\bar{\lambda}^2\{\Omega\} - \{\Omega\} = 0.$$

Здесь $[A_1]$, $[A_2]$, $[A_3]$ - блочные матрицы, структура которых зависит от общего строения пластины. Вектор $\{X\} = \{X(\vec{G}, \vec{W})\}$, где \vec{G} - скалярный потенциал, число координат которого равно общему числу слоев, а \vec{W} - вектор обжатия и w_i - значение обжатия в i -том слое. λ^2 и $\bar{\lambda}^2$ - операторы соответственно равные $\lambda^2 = \frac{h_\Sigma^2 \nabla^2}{\xi}$; $\bar{\lambda}^2 = \frac{1-\mu}{2} \lambda^2$.

Здесь h_Σ - общая толщина пластины, μ - коэффициент Пуассона, а ξ - нормирующий множитель. W - прогиб исходной плоскости, с которой связаны координаты α_j ($j = 1, 2$), $\{Q\}$ - вектор, выражающийся через параметры толщин слоев h_i и внешние усилия.

Вектор $\{\Omega\}$ для трехслойных пластин (как показано в ряде работ) связан с краевым эффектом, порождаемым крутящими моментами и продольными связями. В большинстве задач они несущественны, и поэтому можно положить $\{\Omega\} = 0$. Основную роль в изгибе пластин играет вектор \vec{G} . Введением функции перемещений p

уравнение относительно $\{X\}$ и W удовлетворяется тождественно: $\{X\} = \sum_{k=0}^{s_*} \vec{\gamma}_k \lambda^{2k} p$;

$$w = \sum_{k=0}^{s_*} \omega_k \lambda^{2k} p.$$

При этом для $\vec{\gamma}_k$ могут быть получены рекуррентные соотношения, а ω_k оказываются коэффициентами характеристического полинома матрицы $[S] = [A_1 \mathbf{I} A_2]^{-1}$. Функция P определяется из последнего оставшегося уравнения равновесия, которое

$$\text{дает } DV^2 \nabla^2 \sum_{k=0}^{s_*} \mathcal{P}_k \lambda^{2k} p = q^+ + q^-.$$

Здесь q^+ и q^- - внешняя нагрузка, $D = \frac{Eh^3\theta}{12(1-\mu^2)}$ - приведенная жесткость пла-

стины, отличающаяся от обычного значения коэффициентом θ . $0 < \theta < 3$ - коэффициент составности пластины, который может быть выражен через характеристики отдельных слоев. Для однородных пластин и пластин с бесконечным числом слоев $\theta = 1$.

\mathcal{G}_k - коэффициенты, выражающиеся через ω_k и $\vec{\gamma}_k \cdot \vec{\theta}_k$, где $\vec{\theta}_k$ - вектор, связанный со структурой. s_* - предел суммирования, который определяется порядком матрицы $[S]$.

Если во всех слоях учитываются сдвиги и обжатие, то $s_* = 2s$, но $\mathcal{G}_{2s} = 0$. При нали-

чии l слоев, в которых не учитывается обжатие, получим $s_* = 2s - l$, в силу усечения матриц и векторов, входящих в уравнения. В случае, когда обжатием пренебрегаем во

всех слоях, получим $s_* = s - l$, если l - число несущих и $s_* = s$, $\mathcal{G}_s = 0$, если

несущих слоев нет. В случае, когда обжатием пренебрегаем во всех слоях, матрица $[S]$ - осцилляционная и разрешающее уравнение имеет только действительные, простые и положительные характеристические корни. В этом случае однородное решение

для функции P может быть представлено в виде суммы $p = p_0 + \sum_{k=1}^{s_*} p_k$, где P_0 - реше-

ние бигармонического уравнения, а p_k - решения метагармонических уравнений типа

$\lambda^2 p_k = \beta_k p_k$, $\beta_k > 0$. Для коэффициентов \mathcal{G}_k , ω_k и координат ряда векторов получены асимптотические оценки.

На практике часто встречаются симметричные и регулярные пластины. Для симметричных пластин введением симметричных и асимметричных составляющих величин, рассмотренных выше, порядок уравнений понижается. Однако, при этом увеличивается число искомым функций перемещений, хотя прогиб зависит лишь от симметричной составляющей функции P .

В случае симметричных пластин регулярного строения пластина состоит из чередующихся слоев только двух типов. Слои одного типа имеют одинаковые механические и геометрические характеристики. Для случая, когда сдвиг и обжатие учитываются во всех слоях, могут быть получены выражения первых

трех коэффициентов $\omega_0, \omega_1, \omega_2$, векторов $\vec{\gamma}_0, \vec{\gamma}_1, \vec{\gamma}_2$ и коэффициентов

$\mathcal{G}_0, \mathcal{G}_1, \mathcal{G}_2$ для произвольного числа слоев в пластинке. Их обычно достаточно для

приближенного решения полученных уравнений. Так как коэффициенты перед производными содержат малый параметр, то это позволяет в зависимости от характера нагрузки и краевых условий ограничиваться необходимым порядком уравнений. Это важно, поскольку в исходной системе все уравнения равноправны и не допускают никаких усечений. С математической точки зрения введение функций перемещений равносильно разложению напряженно-деформированного состояния по собственным функциям положительно определенного оператора, выраженного в матричной форме и специально приспособленного к структуре данной слоистой пластины. Усечение разрешающего уравнения соответствует удержанию главных коэффициентов в этом разложении.

Для общего случая регулярной симметричной пластины, когда обжатие и сдвиги учитываются во всех слоях, получены предельные выражения основных коэффициентов. Детально рассмотрен случай, когда слои первого типа являются несущими, а в слоях второго типа учитывается поперечный сдвиг без обжатия.

Рассмотрены примеры конкретных расчетов в сравнении с данными проведенных экспериментов. В частности, исследован изгиб трехслойной балки, свободно опертой по концам. Дано сравнение экспериментального значения прогиба с теоретическим. Показано, что значение прогиба предлагаемой теории, учитывающей обжатие и сдвиги, хорошо согласуется с экспериментальными данными (разница не более 4-5%).

УДК 539.3

А.И. Веремейчик

К РЕШЕНИЮ ИНТЕГРАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ЗАДАЧ ТЕРМОУПРУГОСТИ

*Брестский государственный технический университет
Брест, Беларусь*

Рассмотрим систему ДУ нестационарных краевых задач классической термоупругости [1] для изотропных материалов:

$$\mu u_{i,kk} + (\lambda + \mu)u_{k,ki} = (3\lambda + 2\mu)\alpha_T T_{,i} - X_i, \quad (1)$$

$$T_{,kk} - \frac{1}{a} \dot{T} = -\frac{q}{a}, \quad (2)$$

где: λ и μ - коэффициенты Ламе, α_T - коэффициент линейного теплового расширения, a - коэффициент температуропроводности, $X_i(x, t)$ - массовые нагрузки, G - источник тепла - количество тепла, возникающее в единицу времени в единице объема, c_ε - удельная объемная теплоемкость.

С помощью метода граничных интегральных уравнений (ГИУ) осуществляется переход от дифференциальных уравнений к интегральным. Для различного рода краевых задач построены ГИУ нестационарных задач термоупругости [1]. Численная реализация интегральных уравнений производится с помощью метода механических квадратур.

Замена интегралов конечной суммой осуществляется путем разбиения границы области (плоская кривая с кусочно-непрерывной кривизной) на отрезки Δl_i с центрами P_i . Потребуем, чтобы интегральные уравнения удовлетворялись только в точках P_i . Тогда вместо интегрального уравнения получим систему равенств

$$\Delta T_m(P_k, t) = V(P_k, t) + V^\circ(P_k, t) - \int_0^l \int_L Q_*(P_k, P, t - \tau) T(P, \tau) - \\ - T_*(P_k, P, t - \tau) Q(P, \tau)] dL_y d\tau. \quad (3)$$

Разобьем интеграл по всей границе на сумму интегралов по отрезкам Δl_i

$$\Delta T_m(P_k, t) = V(P_k, t) + V^\circ(P_k, t) - \int_0^l \sum_{i=1}^n \int_{\Delta l_i} Q_*(P_k, P, t - \tau) T(P, \tau) - \\ - T_*(P_k, P, t - \tau) Q(P, \tau)] dld\tau \quad (4)$$

Для получения алгебраической системы линейных уравнений для неизвестных $Q(P_k)$ представим сумму (4) в виде

$$\begin{aligned} & \sum_{i=1}^n \int_{\Delta_i} [Q_*(P_k, P, t - \tau)T(P, \tau) - T^*(P_k, P, t - \tau)Q(P, \tau)] dl = \\ & = \sum_{i=1}^n \left[T(P, \tau) \sum_{j=1}^m Q_*(P_k, P, t - \tau) - Q(P, \tau) \sum_{j=1}^m T^*(P_k, P, t - \tau) \right] - R, \end{aligned} \quad (5)$$

где R – погрешность замены, должна быть как можно меньше при заданном разбиении границы.

При переходе от (4) к (5) будем использовать допущения:

а) плотности T , Q в пределах отрезка считаются непостоянными. Их значения в текущей точке отрезка интегрирования выражаются через неизвестные значения в центре этого отрезка и значения в некоторых соседних точках P_i .

Проводим интерполяционный полином Лагранжа через $T(x_i)$ и $Q(x_i)$; $i = 1, 2, \dots, m$. Например,

$$Q(x) = \sum_{i=0}^m \nu(x_i) \frac{\omega_m(x)}{(x - x_i)\omega'_m(x_i)} + \frac{Q^{m+1}(\xi)}{(m+1)!} \omega_m(\xi) \quad (6)$$

где $\omega_m(x) = (x - x_0)(x - x_1) \dots (x - x_m)$, x – длина дуги контура.

Важным обстоятельством является тот факт, что значения $Q(x_i)$ входят в интерполяционную формулу линейно. После подстановки $Q(x)$ в интеграл по отрезку Δ_l из под знака интеграла выносятся $Q(x_i)$ и оставшаяся часть вычисляется по квадратным формулам для сингулярных интегралов (точка P_k совпадает с центром отрезка интегрирования).

Применение интерполяционного полинома для плотностей при замене интегралов конечной суммой приводит к линейной алгебраической системе для определения неизвестных $Q(x_k)$;

б) контур областей со сложной границей задается аналитически, т.е. в качестве 1-го более точного приближения границы, по сравнению с отрезками прямых, применяются отрезок дуги окружности, проходящей через две соседние точки разбиения и имеющий средний радиус кривизны контура на этом участке. Для большого количества прикладных задач, в которых область ограничена дугами окружностей и прямыми, такое представление контура является точным;

в) при вычислении сингулярных интегралов под знаком интегралов находится известная функция, интегрируемая в смысле главного значения Коши и сам сингулярный интеграл не равен нулю. Для вычисления сингулярных интегралов применяются квадратурные формулы [2].

Вычисление, например, сингулярного интеграла типа $I = \int_{-h}^h \frac{f(x)}{x} dx$, к которому приводятся интегральные уравнения термоупругости, осуществляется по формуле:

$$J = \int_{-h}^h \frac{f(x)}{x} dx = h \sum_{k=1}^n \omega_k \frac{f(x_k)}{x_k} + R_c \quad (7)$$

где ω_k – веса квадратурной формулы Гаусса R_c – остаточный член. Т.е. квадратная формула для сингулярного интеграла при четном n отличается от формулы Гаусса только остаточным членом.

Таким образом, решение задачи теплопроводности состоит из 3-х основных этапов:

1. замена интегральных уравнений системой алгебраических уравнений:

2. решение алгебраической системы;

3. вычисление по полученным значениям плотностей в центрах отрезков разбиения контура добавок температурных перемещений и напряжений в граничных и внутренних точках.

Первый и третий этапы основаны на вычислении контурных сингулярных интегралов (при фиксированном шаге времени) типа

$$J(P_k) = \int_L Q(P) T^*(P_k, P, t - \tau) dl. \quad (8)$$

Применяя к вычислению интегралов формулу (7), получим:

$$J_i = \int_{\Delta_i} Q(P) T^*(P_k, P, t - \tau) dl = h_i \sum_{j=1}^m \omega_j Q(x_j) T^*(P_k, P_{ij}, t - \tau) + R_i, \quad (9)$$

где R_i - остаточный член.

Остатки R_i , $i \neq k$ содержат множители $\frac{(h_i)^{2n-1}}{135}$, остаток $R_k = \frac{(h_k)^{2m+1}}{675}$.

Точка P_{ij} лежит внутри i -го отрезка, значения $T^*(P_k, P_{ij}, t - \tau)$ известны, для вычисления $Q(x_j)$ применим формулу:

$$Q(x_j) = \sum_{t=0}^p Q(x_t) A(x_t, x_j) + \omega_p(x_j) \frac{Q^{(p+1)}(\xi_j)}{(p+1)!}; \quad (10)$$

где x_t - координаты точек, через которые проводится интерполяционный полином, $Q(x_t) = Q^t$ - значения плотностей в этих точках, $A(x_t, x_j) = A_j^t = \frac{\omega_p(x_j)}{(x_j - x_t) \omega_p'(x_t)}$ -

матрица, элементы которой нетрудно вычислить.

Внося (10) в (9) получим два варианта формулы для вычисления интеграла по отрезку Δ_i :

$$J_i = h_i \sum_{t=0}^p Q^t \sum_{j=1}^m \omega_j A_j^t T_j^* + R_i' + R_i; \quad (11)$$

$$J_i = h_i \sum_{j=1}^m \omega_j T_j^* \sum_{t=0}^p Q^t A_j^t + R_i' + R_i; \quad (12)$$

где $R_i' = h_i \sum_{j=1}^m \omega_j T_j^* \omega_p(x_j) \frac{Q^{(p+1)}(\xi_i)}{(p+1)!}$.

Формула (11) применяется на 1-м этапе решения.

Формула (12) используется на 3-м этапе вычислений, когда Q^t известны. Предварительно находятся $\sum_{t=0}^p Q^t A_j^t$ значения плотности в узловых точках x_j , а затем производится суммирование по j . $h_i \sum_{j=1}^m \omega_j A_j^t T_j^*$ - добавка в матрицу коэффициентов влияния плотности в точках x_t .

С помощью такого алгоритма вычисляются все интегралы в уравнениях краевых задач теплопроводности и термоупругости с учетом временных шагов.

Численное решение краевой задачи термоупругости делится на два основных этапа:

1. решение краевой задачи теплопроводности и вычисление температурных деформаций перемещений и напряжений в контурных и внутренних точках области на временных отрезках;

2. реализация сингулярных интегральных уравнений теории упругости, в первой части которых присутствует фиктивная поверхностная температурная нагрузка.

Литература. 1. Веремейчик А.И. Граничные интегральные уравнения двумерных нестационарных краевых задач несвязанной термоупругости. / Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике. – Мн.: УП «Технопринт», 2001. – С. 99-102. 2. Демидович Б.П., Марон И.А. Основы вычислительной математики. - М.: Наука, 1966. - 664 с.

УДК 621.7.043

В.Г. Короткевич, С.В. Жигилий

ТЕОРИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ВЫСОКОКАЧЕСТВЕННЫХ СФЕРООБРАЗНЫХ ОБОЛОЧЕК С РАВНОМЕРНОЙ ТОЛЩИНОЙ СТЕНКИ

*Гомельский государственный технический университет
имени П.О. Сухого
Гомель, Республика Беларусь*

Сферообразные оболочковые детали все шире применяются в авиационно-космическом производстве, в бортовых баках - вытеснителях, в многочисленных емкостях кислородного обеспечения и других отраслях машиностроения.

Применение сферообразных оболочек объясняется их высокими эксплуатационными и прочностными свойствами, наименьшей удельной массой, наивысшей способностью сохранять тепло, заключать в себе максимальный объем среды при наименьшей поверхности в пространстве. Однако реализация этих преимуществ в полной мере возможна при условии обеспечения равномерности толщины стенки сферической оболочки.

Получение сферообразных оболочек может быть осуществлено следующими технологическими процессами: прямой и обратной вытяжкой в инструментальных вытяжных штампах, формообразованием резиной по жесткому пуансону с подвижным прижимом, реверсивной штамповкой-вытяжкой и другими процессами. Все эти процессы в той или иной мере находят применение в промышленности.

Вместе с тем, анализ традиционно применяемых технологий получения класса сферообразных оболочковых деталей показывает, что существующие технологии не обеспечивают в полной мере требований конструкции подобного типа деталей, поскольку сохраняется значительная удельная масса, неравномерность и большое утонение стенки детали, недостаточно высокое качество поверхности, высокая неоднородность механических свойств.

Исключение этих недостатков, как будет показано в настоящей работе, достигается применением нового двухпереходного процесса фрикционно-реверсивной вытяжки эластичным пуансоном по жесткой матрице, исследование которого составляет основное содержание настоящей работы.

В связи с изложенным, целью настоящей работы явилась разработка научных и практических основ нового, наиболее эффективного, по сравнению с существующими, технологического процесса фрикционно-реверсивной вытяжки эластичной средой обеспечивающего минимальное утонение, равномерность свойств и высокое качество поверхности стенки детали сферообразной формы.

С использованием научно-методических основ прогнозирования новых технологических процессов профессора МАИ Исаченкова Е.И. в области технологии машиностроения приведена систематизация и классификация существующих способов изготовления сферообразных оболочковых деталей.

Эти разработки позволили вести целенаправленный поиск и научное обоснование выбора базовой схемы для исследования.

С целью упрощения математических решений, результаты которых получаются при использовании условий теории пластичности чрезвычайно громоздкими и в интегральном виде, теоретический анализ фрикционно-реверсивной вытяжки сферообразных деталей оболочковых деталей приведен на основе теории упруго-пластического деформирования и обобщенной теории внешнего трения [1, 2, 3, 4] на общих положениях теории пластичности с использованием уравнения пластичности, уравнения равновесия, обобщенного закона трения, закона упрочнения, уравнения постоянства объема, а также интенсивность деформаций в очаге деформации при общепринятых основных допущениях в листовой штамповке.

Для исследования напряженного состояния системы расчленили нагруженную внешними силами деформируемую заготовку на зоны, представляющие собой простейшие геометрические элементы (кольцо, тор, цилиндр и т.д.) с однородными схемами напряженного состояния (рис.1); рассматривали равновесие каждой зоны под действием внешних и внутренних сил с последующей сшивкой (интергацией) их и установлением величин напряжений в любом сечении очага деформации (рис.2). Этот метод применялся ранее авторами [5, 6] для других процессов. Таких зон оказалось 9. Полученные выражения меридиональных напряжений для всех сечений характерных участков очага деформации приведены в таблице.

На основании зависимости [7] для участка 6-7 представляется возможным оценить степень нагружения опасного сечения, а также можно оценить влияние на интенсивность напряжения в опасном сечении и величины утонения стенки детали основных параметров и влияющих факторов.

На базе исследования напряженного и деформированного состояний заготовки при формообразовании сферообразных оболочек новым технологическим процессом установлены его наивысшие по сравнению с другими процессами вытяжки технологические возможности, какими являются минимальное утонение и равномерность толщины стенки детали.

Исследования показали, что наивысшие технологические возможности могут быть достигнуты только при создании интенсивного контактного трения между эластичным пуансоном и фланцем заготовки, между центральной зоной заготовки и вкладышем, и минимальной интенсивности трения между матрицей и заготовкой.

Регулируя напряжение контактного трения в различных зонах формообразуемой заготовки, можно добиться минимума меридионального напряжения в опасном сечении очага деформации и, соответственно, интенсифицировать технологические возможности процесса. Создавая оптимальные режимы трения на контактных поверхностях, есть перспектива еще более существенно расширить технологические возможности предложенного процесса.

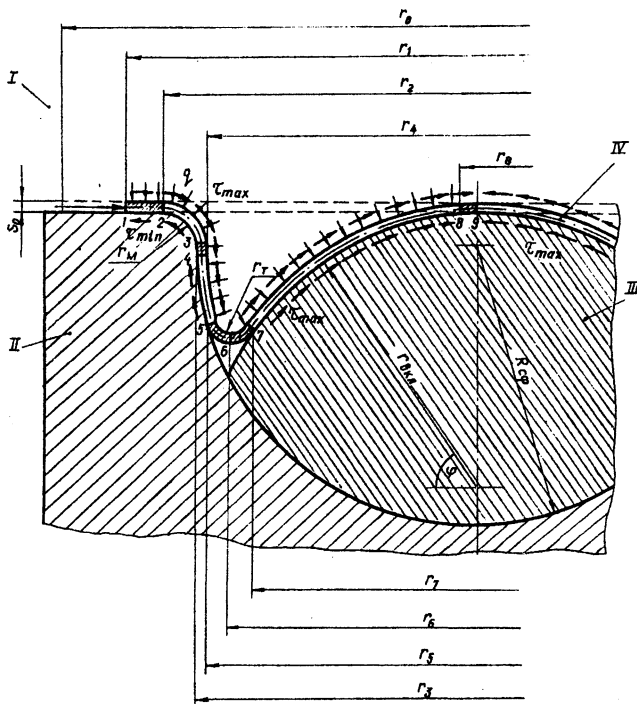


Рис. 1. Структурная схема для анализа напряженно-деформированного состояния заготовки при фрикционно-реверсивной вытяжке эластичным пуансоном по жесткой матрице: I – эластичный пуансон; II – матрица; III – вкладыш; IV – формообразуемая деталь

№ зоны	Зона и схема ее нагружения
1-2	
2-3	
3-4	
4-5	
5-6	
6-7	
7-8 (8-9)	

Рис. 2. Зоны очага деформации при фрикционно-реверсивной вытяжке эластичным пуансоном по жесткой матрице и схемы напряжений, действующих на каждую из них

Формулы для определения меридиальных напряжений для характерных участков

Участок	Выражение для меридионального напряжения
1-2	$\sigma_{\rho 2} = \beta \sigma_{i(1-2)} \ln \frac{r_1}{r_2} + \tau_{m(1-2)} \frac{r_1^2 - r_2^2}{2r_2 S_0} - \tau_{n(1-2)} \frac{r_1^2 - r_2^2}{2r_2 S_0} - q_n \frac{r_1}{r_2}$
2-3	$\sigma_{\rho 3} = \sigma_{\rho 2} + \frac{S_0 \sigma_{i(2-3)}}{2r_m + S_0} + \beta \sigma_{i(2-3)} \ln \frac{r_2}{r_3} + \frac{\tau_{m(2-3)} S_{T(2-3)}}{\pi S_0 (2r_3 - S_0)} - \frac{\tau_{n(2-3)} S_{T(2-3)}}{\pi S_0 (2r_3 - S_0)}$
3-4	$\sigma_{\rho 4} = \sigma_{\rho 3} - \frac{2\tau_{m(3-4)} r_3 h}{S_0 (2r_3 - S_0)} - \frac{2\tau_{n(3-4)} r_3 h}{S_0 (2r_4 + S_0)}$
4-5	$\sigma_{\rho 5} = \sigma_{\rho 4} + \beta \sigma_{i(4-5)} \ln \frac{r_3}{r_5} + \frac{S_0 \sigma_{i(4-5)}}{2R_{c\phi} + S_0} + \frac{\tau_{m(4-5)} S_{T(4-5)}}{\pi S_0 (2r_5 - S_0)} - \frac{\tau_{n(4-5)} S_{T(4-5)}}{\pi S_0 (2r_5 - S_0)}$
5-6	$\sigma_{\rho 6} = \sigma_{\rho 5} + \frac{S_0 \sigma_{i(5-6)}}{2r_{T(5-6)} + S_0} + \beta \sigma_{i(5-6)} \ln \frac{r_5}{r_6}$
6-7	$\sigma_{\rho 7} = \sigma_{\rho 6} - \frac{S_0 \sigma_{i(6-7)}}{2r_{T(6-7)} + S_0} + \beta \sigma_{i(6-7)} \ln \frac{r_5}{r_6}$
7-8	$\sigma_{\rho 8} = \sigma_{\rho 7} - \frac{\tau_{c\phi} S_{c\phi}}{\pi S_0 (2r_7 + S_0)}$
8-9	$\sigma_{\rho 9} = \sigma_{\rho 8} - \frac{\tau_{c\phi} S_{c\phi}}{\pi S_0 (2r_8 + S_0)}$

Литература 1. Горбунов М.Н. Технология заготовительно-штамповочных работ в производстве самолетов. - М.: Машиностроение, 1981. - 224 с. 2. Исаченков Е.И. Контактное трение и смазки при обработке металлов давлением. -

М.:Машиностроение,1978.-208 с. 3.Мельников Э.Л. Холодная штамповка днищ. - М.: Машиностроение, 1986.-192 с. 4.Попов Е.А. Основы теории листовой штамповки. - М.:Машиностроение,1964-171 с. 5.Бирюков Н.М. Формообразование деталей из листового материала гидроэластичной средой по жесткому пуансону.- М.:МАИ,1995.-120 с. 6.Исаченков В.Е. Исследование процесса формообразования эластичной жидкостной средой крупногабаритных гофрированных элементов из листа. Дис... канд.техн.наук .- М.:МАИ,1975.-156 с. 7. Жигилий С.В., Короткевич В.Г. Исследование технологии получения тонкостенных оболочковых деталей. В сборнике «Материалы МНТК «Новые конкурентноспособные и прогрессивные технологии».- Могилев,2000.- С.68-69.

УДК 621.7.043

И. А. Миклашевич

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ МАТЕРИАЛОВ С ЗАДАНЫМИ МЕХАНИЧЕСКИМИ СВОЙСТВАМИ.

*Кафедра теоретической механики БГПА
Минск, Республика Беларусь*

Введение

Прогнозирование направления роста трещин в композиционных и неоднородных материалах необходимо для проектирования изделий с заданными эксплуатационными характеристиками. Работа посвящена определению траектории трещины в неоднородной среде при плоском нагружении. В разделе 1.1 рассмотрены методы определения эффективных характеристик композитов, в разделе 1.2 обсуждаются подходы к прогнозированию траектории распространения трещины. В разделе 2.1 рассматривается распространение трещины в неоднородной среде как вариационная проблема для энергии разрушения. В разделе 2.2 рассматривается распространение трещины вдоль геодезической в среде с метрическим тензором, зависящим от дефектности среды. Результаты обсуждаются в разделе 3.

1. Эффективные характеристики среды и распространение трещины

1.1. Описание среды.

В теории трещин основная идеализация связана с выбором модели среды, в которой распространяется трещина. Степень соответствия модели реальной среде обычно определяется структурной чувствительностью ее параметров.

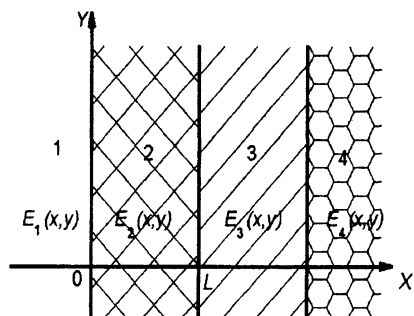
Для механики структурно - неоднородных сред влияние структуры среды учитывается введением неоднородности в модели. Общая классификация неоднородных сред приводится в работе Ломакина [i]. Им предложено условно разделить неоднородные среды на кусочно -, микро- и случайно - неоднородные. Дальнейшее развитие моделей неоднородных сред, корректная постановка статистических задач в механике деформируемого твердого тела отражены в работах Берана [ii] Крёнера [iii], Ломакина [iv]. Основные результаты были подытожены в [v].

Одним из методов описания структуры среды бездефектного материала является метод корреляционных функций, который позволяет учесть структурные особенности материала интегральным образом. С помощью корреляционной функции описываются свойства эффективной среды, которая является приближением к реальной среде. Особый интерес проблема эффективных характеристик вызывает в связи со всё более ши-

роким практическим использованием композиционных материалов, в которых структурные факторы играют определяющую роль.

1.2. Существующие представления

Эффективные характеристики среды необходимы для прогнозирования распространения трещин в композиционных материалах.



Основная масса работ посвящена распространению трещины в однородной среде. Так, Лу и Комминоу [vi] рассматривали синусоидальную трещину в изотропной среде. Они свели задачу нахождения касательных напряжений к системе сингулярных дифференциальных уравнений. В работе [vii] предлагается проводить локальный расчёт траектории трещины и глобальную траектории определять последовательными при-

ближениями. Причины отклонения траектории от прямолинейной рассмотрены в [viii].

Более широкое использование композиционных материалов стимулировало дальнейшую разработку проблем механики неоднородных сред. Фокин и Шермегор широко использовали известный из статистической физики аппарат корреляционных функций для расчета свойств композиционных материалов [ix].

Среди характеристик материала, важных для механики разрушения, большое значение имеет поверхностная плотность энергии. В последнее время предложено вычислять её на основе квантовой механики, что позволяет избежать проведения трудоёмких экспериментов. Это тем более актуально, поскольку наряду с "классическим" подходом к рассмотрению механических процессов в неоднородных средах, существует подход [x, xi, xii] существенно использующий квантовые представления. Этот подход близок к вариационному принципу теории трещин [xiii]. Это позволило сформулировать критерии роста трещины и разрушения в терминах плотности энергии [xiii, xiv], выделяющейся при разрушении. Для ГЦК решетки было показано [xv], что разрушение происходит в направлении максимальной скорости диссипации энергии.

На основании вариационного принципа теории трещин и известных результатов могут быть сформулированы основные принципы обобщённого геометрического подхода к распространению трещины в неоднородной среде.

2. РАСПРОСТРАНЕНИЕ ТРЕЩИНЫ В НЕОДНОРОДНОЙ СРЕДЕ.

2.1. Стационарная траектория трещины

Рассмотрим неоднородную упругую двумерную среду, в которой связь между напряжениями $\sigma(x,y)$ и деформациями $e(x,y)$ имеет вид

$$\sigma(x,y) = E(x,y)e(x,y).$$

$E(x,y)$ - модуль Юнга и $\sigma(x,y)$ зависят от пространственных координат. Рассматривается стационарная траектория. Частично задача уже была рассмотрена ранее [xvi].

Пусть неоднородная плоскость находится под действием растягивающих нагрузок, приложенных на бесконечности. Для нахождения возможной траектории воспользуемся вариационным принципом теории трещин [xiii]. Макроскопический критерий разрушения основывается на расчёте работы разрушения под действием внешних сил и может быть записан в виде

$$\delta \int_{\Sigma} \gamma + \sigma(x,y)_{ij} n_i u_j d\sigma = 0$$

γ - плотность поверхностной энергии разрушения, $\sigma_{ij} v_j n_i$ - нормальное напряжение на косоугольной площадке, n_i - направляющий косинус i -й внешней нормали, $d\sigma$ - элемент поверхности Σ , δ означает полную вариацию.

Пусть плоскость состоит из i жестко скрепленных кусочно-непрерывных частей (Рис.1.). Модули Юнга i - й полосе обозначены через $E_i(x,y)$. В предельном случае

уменьшения толщины слоёв кусочно – неоднородная среда переходит в непрерывно – неоднородную, что позволяет распространить метод на случай непрерывного распределения свойств материала.

Без ограничения общности мы можем считать, что трещина движется вдоль оси X в пределах полосы шириной L. В неоднородной среде траектория трещины $y=y(x)$ представляет собой кривую, направление которой зависит от физико-механических свойств среды и, в общем случае, от напряженного состояния $\sigma_{ij}(x,y)$.

Траектория ищется, исходя из положения о подобии механических и оптических явлений распространения волны [xvii]. Обобщая [xv], мы принимаем, что траектория трещины суть линия, на которой функционал работы

$$\delta U = \delta \int_0^L \sigma(x,y)_{ij} n_i u_j ds = 0 \quad (1)$$

где ds – элементарная длина траектории, принимает экстремальное значение. Уравнение Эйлера – Лагранжа для функционала (1) имеет вид

$$\frac{\partial Q}{\partial y} \frac{\sqrt{1+y'^2}}{Q^2} + \frac{d}{dx} \frac{y'}{Q\sqrt{1+y'^2}} = 0;$$

$$Q = (\sigma_{ij} n_i u_j)^{-1}, \quad y' = \frac{dy}{dx}. \quad (2)$$

Уравнение (2) приводится к виду [xvi]:

$$y'' \left(\frac{1}{1+y'^2} \right) - y' f_1(x,y) + f_2(x,y) (1+y'^2) = 0, \quad (3)$$

$$f_1(x,y) = \frac{\partial \ln Q(x,y)}{\partial x}, \quad f_2(x,y) = \frac{\partial \ln Q(x,y)}{\partial y}.$$

Анализ уравнения (3) в линейном приближении представлен в [xvi]. Рассмотрим связь траектории трещины с метрическими свойствами пространства.

2.2. Метрические свойства среды и распространение трещины

Отметим, что элемент длины траектории трещины в уравнении (3) для плоской задачи принимался как

$$ds = \sqrt{1+y'^2} dx.$$

В общем случае метрического пространства элемент длины имеет вид

$$dl = \sqrt{g_{\mu\nu} \frac{\partial x^\mu}{\partial s} \frac{\partial x^\nu}{\partial s}} ds,$$

$g_{\mu\nu}$ – метрический тензор пространства, s – натуральный параметр кривой, x – локальная координата. Греческие индексы пробегают значения 1, 2, 3.

Поскольку трещину принципиально возможно рассматривать как совокупность точечных и линейных дефектов, то полевое представление о трещине может быть сформировано как обобщение калибровочной теории дислокаций. При этом могут быть учтена пластическая деформация, возникающая при распространении трещины.

Исходя из вариационного принципа, можно утверждать, что трещина движется вдоль геодезической. Уравнение геодезической в случае аффинно-метрического пространства имеет вид:

$$\frac{d^2 x^\mu}{ds^2} + \Gamma_{\sigma\lambda}^\mu \frac{dx^\sigma}{ds} \frac{dx^\lambda}{ds} = 0$$

Γ – объект связности (символ Кристоффеля первого рода) [xviii]. Известно, что символы Кристоффеля выражаются через метрический тензор [xviii,xix]

$$\delta U = \delta \int_0^L \sigma(x, y)_{ij} n_i u_j ds = 0,$$

$$\Gamma_{\sigma\lambda}^{\mu} = \Gamma_{\sigma\lambda, \rho} g^{\rho\mu}.$$

Через объект связности можно выразить остальные геометрические характеристики пространства: тензор кривизны $R_{\alpha\beta\gamma}^{\delta}$, тензор кручения $T_{\alpha\beta\gamma}^{\delta}$, тензор сегментарной кривизны $\Omega_{\alpha\beta\gamma}^{\delta}$. В зависимости от учитываемых типов дефектов, мы должны рассматривать различные типы пространства. Так, например, пространства абсолютного параллелизма $R = \Omega = 0; T \neq 0$ описывают кристаллы с точечными дефектами, $R \neq 0; \Omega = 0; T \neq 0$ - кристаллы с дислокациями и дисклинациями. Таким образом, дефекты кристалла являются носителями соответствующей геометрии пространства и влияют на его метрику.

При распространении трещины естественным параметром, определяющим траекторию, будет энергия. Лагранжиан, описывающий теорию упругости без учёта дефектов может быть представлен [xx], как $L_0 = \mathfrak{I} + \Psi(C_{AB})$,

где \mathfrak{I} - кинетическая энергия, $\Psi(C_{AB})$ - потенциальная энергия, являющаяся функцией тензора деформации Коши. В общем случае энергия материала, содержащего дефекты, имеет вид $s = (S, \varepsilon_{\alpha\beta}, R_{\alpha\beta\gamma}^{\delta}, T_{\alpha\beta\gamma}^{\delta}, \Omega_{\alpha\beta\gamma}^{\delta})$, где S - энтропия, $\varepsilon_{\alpha\beta}$ - тензор деформации, характеризующий структуру материала. При этом в случае пластической деформации тензор деформации представляется как сумма трёх компонент $\varepsilon_{\alpha\beta} = \varepsilon_{\alpha\beta}^{el} + \varepsilon_{\alpha\beta}^{elpl} + \varepsilon_{\alpha\beta}^{pl}$.

Так, $\varepsilon_{\alpha\beta}^{el}$ - тензор упругой деформации, $\varepsilon_{\alpha\beta}^{elpl}$ - тензор совместной упругопластической деформации, связанный с дефектами материала, $\varepsilon_{\alpha\beta}^{pl}$ - тензор пластической деформации бездефектного материала. Общий калибровочный лагранжиан не совпадает с L_0 и содержит два слагаемых: лагранжиан L_t , связанный с удлинением производной и лагранжиан L_m , связанный с калибровочными полями, $L = L_t + L_m$. При конструировании материала мы можем учесть и случайное распределение свойств материала, и случайное распределение дефектов. Если рассматривать систему с точечными дефектами, то,

$$L = -\frac{1}{4g} \Omega_{\mu\nu} \Omega^{\mu\nu} - a|\Psi|^2 - \frac{b}{2} |\Psi|^4 + m|\tilde{\nabla}_{\mu}\Psi|^2 + L_m$$

где $\tilde{\nabla}_{\mu} = \partial_{\mu} - \Gamma_{\mu}$ - удлиненная ковариантная производная, $|\Psi(r)|^2 = \lim_{|r-r'| \rightarrow \infty} \frac{S(r, r')}{S(r, r)}$ - параметр порядка, $S(r, r')$ - корреляционная функция.

Обсуждение результатов

Полученное уравнение траектории трещины позволяет прогнозировать траекторию распространения трещины для сред с известным распределением свойств. В случае больших отклонений траектории от прямолинейной она должна искаться самосогласованным образом. Эта актуально в случае существования сильно неоднородного напряжённо-деформированного состояния или существенного изменения свойств материала вдоль длины траектории.

В то же время, для наиболее ответственных узлов, когда предпочтительней заранее планировать возможное направление распространения трещины, изменяя свойства материала можно конструктивно задать геодезическую. Для этого необходимо иметь информацию о распределении дефектов и искусственным образом откорректировать её в соответствии с необходимой траекторией.

Автор выражает искреннюю признательность профессору Чигареву А.В., с которым неоднократно обсуждались основные положения работы. Работа выполнена при частичной поддержке Министерства образования РБ (ГБ 00-123).

Литература. 1. Ломакин В.А. Теория упругости неоднородных тел - М., - Изд-во МГУ, - 1976 2. Beran M.J. Statistical Continuum Theories. - New-York, -1968 3. Kroner E. Statistical Continuum Mechanics. - Springer-Verlag, - Wien - New York, -1968 4. Ломакин В.А. Статистические задачи механики деформируемых тел.- М., - Наука,- 1970 5. Шермегор Т. Д. Теория упругости микрон неоднородных сред.- М.: Наука, 1977, 400 с. 6. Lu Xiaoping, Comminou Maria // Eng. Fract. Mech., - 1989, - v. 34, - N3, - p. 649-656. 7. Shukla A., Chona R., Zhu C. // Adv. Fract. Res.: Proc. 7th Int. Conf. Fract. (ICF 7) Houston, Tex., 20 - 24 March 1989, - vol. 1, - Oxford, - 1989, - p. 753-761. 8. Nakasa Keiji // Bull. Jap. Inst. Metals, - 1989, - v. 28, - N9, - p. 753-759. 9. Фокин А.Г., Шермегор Т.Д. // ПМТФ, - 1969, - N1 10. Черепанов Г.П. // Физ-хим. механика материалов,- 1986, N1,- с. 36-44. 11. Миклашевич И.А. Асанович В.Я. Бурьлев В.П. Вопросы микроскопической теории связи в биметаллических соединениях. Деп. в ВИНТИ N 4325-1389. Краснодар, - 1989г., - 65 стр. 12. Миклашевич И.А. Асанович В.Я. Бурьлев В.П. // Адгезия распл. и пайка матер., - 1991г., - в. 25, - с. 69-74. 13. Партон В.З., Морозов Е.М. Механика упругопластического разрушения М.:Наука, 1985, 504с. 14. Миклашевич И.А. // Материалы 50 научно-технической конференции БГПА, в 2-х ч., ч. 1, Минск: 1994, с. 62 15. Short J.S., Hoepfner D.W. // Eng. Fract. Mech., - 1989, - v.33,- No 2, - p.165-173. 16. Чигарев А.В., Миклашевич И.А. // Доклады АН Беларуси, № 2, т. 39, 1995, с. 114. 17. Блейк Р. Анкивич А. // Физика за рубежом, сер. Б,'88,- Москва,- 1988,- 160с.,- с.33-58. 18. Рашевский П.К. Риманова геометрия и тензорный анализ. М.: Наука, 1967, 664с. 19. Ильюшин А.А. Механика сплошной среды. М.: Наука, 1971, 247с. 20. Кадич А., Эделен Д. Калибровочная теория дислокаций и дисклинаций. М.: Мир, 1987, 168с.

УДК 621.762

**Е.Е. Петюшик, А.Ч. Якубовский, Д.В. Божко,
А.А. Дробыш, В.В. Гармаза**

ВЛИЯНИЕ ВИДА СТРУКТУРООБРАЗУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ДИСКРЕТНЫХ МАТЕРИАЛОВ НА МЕХАНИЗМ ИХ ПРЕССОВАНИЯ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Достаточно развитый в настоящее время спектр способов прессования изделий самого разнообразного назначения из дискретных изначально материалов требует систематизации областей их применимости с целью наиболее эффективного использования и прогнозирования направлений развития. Такая систематизация предполагает отдельное рассмотрение взаимовлияния важнейших физико-механических и геометрических показателей исходного дискретного материала и структурных и каркасных свойств прессовок с учетом динамики их изменения в процессе прессования.

Вне зависимости от назначения и физико-механических свойств дискретных материалов кинематические и силовые параметры процессов их прессования, а также структурные и каркасные свойства прессовки, благодаря существованию структурной

составляющей деформации, весьма существенно зависят от вида (формы) структурообразующих элементов (СОЭ). Проведем качественную оценку этой зависимости.

Характерная для порошков равновесная (или приближающаяся к ней) форма СОЭ (рис. 1) обуславливает, по терминологии М.Ю. Бальшина [1], жестко-подвижную связь между ними в процессе консолидации дискретного тела. То есть, наряду с увеличением площадок контакта в одних местах, происходит относительный сдвиг и поворот частиц, сопровождающийся уменьшением площадок вплоть до их полного разрушения и образованием новых. Суммарная контактная поверхность при уплотнении возрастает.

При прессовании материалов из волокон (длина превышает поперечные размеры на 2-3 порядка) (рис. 2) проявляется жестко-гибкий характер их деформирования [1]. Наличие нескольких контактных узлов для каждого волокна затрудняет их относительное смещение. Защемление в контактных узлах приводит к преобладающей обратимой упругой и необратимой пластической изгибной деформации СОЭ, а с увеличением плотности имеет место и жесткая деформация в области контактных узлов. Кроме увеличения контактных площадок за счет изгиба волокон образуется их взаимное механическое зацепление.

При деформировании материалов из непрерывных волокон (рис. 3) (в частности, проволоки, сеток) относительное смещение СОЭ практически отсутствует. Структурная деформация всего тела в целом происходит за счет перемещений контактных узлов в направлении приложения нагрузки как результат сближения слоев исходной заготовки [2]. Деформация материала есть результат пластической деформации в местах контактов и изгиба участков волокон на отрезках между контактными узлами, что позволяет квалифицировать характер деформирования структурообразующих элементов также как жестко-гибкий. Механическое зацепление волокон формируется в процессе подготовки дискретного тела к прессованию и на стадии прессования лишь усиливается.

Прессование порошковых дискретных тел приводит к получению материала с неорганизованной структурой независимо от исходного гранулометрического состава, формы частиц порошка и систематичности их исходной укладки. Способность частиц к взаимному перемещению (переукладке), особенно при малых значениях относительной плотности, приводит к снижению силовых затрат процесса прессования на начальной его стадии. Равновесная форма СОЭ порошковых материалов обуславливает их контактное взаимодействие лишь с ближайшими частицами, что приводит к относительной изотропии (в частности, после изостатического прессования) механических свойств неспеченного материала при их невысоком уровне.

При отсутствии специальных приемов упорядоченной ориентации волокон,

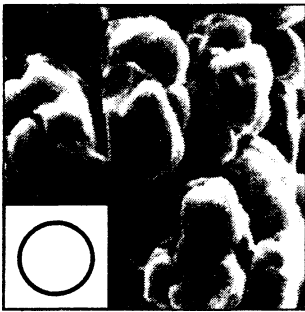


Рис. 1. Структурообразующие элементы порошкового материала:

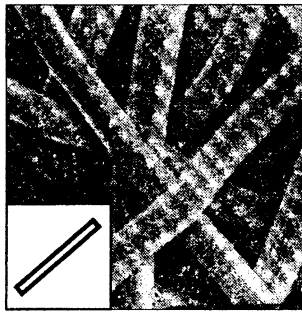


Рис. 2. Структурообразующие элементы волокнистого материала.

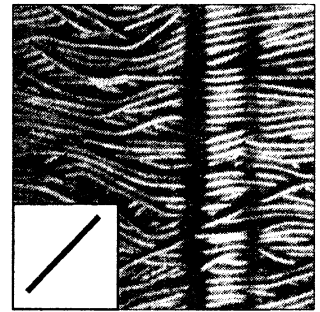


Рис. 3. Структурообразующие элементы материала из непрерывного волокна.

прессование их также приводит к получению материалов с неорганизованной структурой. Произвольная ориентация волокон и более высокое координационное число СОЭ значительно снижает долю межчастичной деформации и способствует получению более высоких прочностных свойств волоконной прессовки по сравнению с порошковой. Изгибная составляющая деформации на начальном этапе прессования с точки зрения сравнения силовых затрат процесса может быть поставлена в соответствие структурной деформации при прессовании порошковых материалов. В порошковых материалах упругое последствие определяется, главным образом, механическими характеристиками материала порошка и в меньшей степени — схемой нагружения. Жестко-гибкий характер деформирования волокон в силу большого количества контактов в волокнистом теле, препятствующих упругой деформации отдельных СОЭ, вызывает значительное упругое последствие в прессовке [3], особенно, в направлении приложения усилия прессования. Таким образом, развитие в теле остаточных деформаций в значительной мере зависит не только от механических свойств материала формируемого тела, но и от вида структурообразующих элементов и схемы его нагружения, что открывает перспективы в разработке рациональных процессов уплотнения.

Несмотря на различающиеся механизмы прессования порошковых и волокнистых материалов, определяющие, соответственно, и некоторое различие в свойствах, общим для этих материалов является исходно неупорядоченное расположение СОЭ, что позволяет формулировать основные научные принципы их консолидации на основе статистических законов, получившие развитие в контактных теориях [1]. Хаотичное расположение структурообразующих элементов явилось и основной причиной принятия в качестве характеристики пористого тела некоторой средней величины пористости или плотности, что вызвало появление ряда теорий пластичности дискретных сред. Общность технологий порошковой металлургии и металлургии волокна состоит и в сходстве используемых способов прессования.

Особенности технологии изготовления и прочностных свойств материалов с организованной структурой из непрерывного металлического волокна вызваны, наряду с жестко-гибким характером их деформирования, высокой связностью материала еще до деформирования благодаря существованию дальнего порядка взаимодействия СОЭ. Этим обусловлена выраженная анизотропия прочностных свойств (максимальная прочность совпадает с направлением волокна) и более высокая прочность неспеченных прессовок по сравнению с волокнистыми материалами. В ряде случаев прочность бывает достаточной для эксплуатации прессованных материалов из непрерывных волокон без последующего спекания. Регулярность структуры обеспечивает не только равномерное распределение структурных и каркасных свойств по объему, но и позволяет использовать расчетные модели, в большей степени адекватные реальным телам, чем в случае порошковых и волокнистых материалов. Наряду с применением феноменологических теорий [4] используется и микромеханический подход, основанный на изучении контактных явлений в узлах и изгиба между ними [5]. Важен способ предварительной организации непрерывного волокна в деформируемое тело, определяющий форму и количество контактных узлов, а также выбор того или иного способа деформирования. Отметим, что для деформирования проницаемых материалов (ПМ) на основе непрерывного волокна используют преимущественно способы прессования порошковой металлургии [4].

Применение проведенного анализа влияния вида СОЭ на механизм прессования для практического использования продемонстрируем на примере.

Развитие современных отраслей науки и техники, использующих пористые проницаемые материалы, требует, наряду с разработкой новых, и совершенствования свойств существующих материалов, а также создания новых эффективных технологи-

ческих процессов их изготовления. В частности, актуальна проблема создания новых технологических процессов изготовления проницаемых изделий с повышенными прочностными свойствами и строго регламентируемыми структурными характеристиками. Как следует из вышеизложенного, перспективно изготовление таких изделий из непрерывных металлических волокон. Наиболее технологичными при изготовлении и в процессе последующей эксплуатации представляются длинномерные изделия в виде тел вращения. Этим обеспечивается увеличение их рабочей поверхности при одновременном упрощении конструкции устройств, использующих ПМ в качестве рабочего элемента (фильтры, глушители, тепловые трубы и др.), и отсутствие потребности в дополнительных операциях резки, гибки, сварки при использовании листовых материалов [4].

Решение задачи по предварительной организации СОЭ в деформируемое тело цилиндрической формы известно [6]. Заготовка формируется послойной крестообразной намоткой проволоки на формообразующую оправку. Использование в качестве СОЭ непрерывного волокна, а также форма изделия, ограничивает выбор способа последующего деформирования заготовки группой способов, реализующих схему изостатического (радиального) прессования. Это обусловлено тем, что изостатическое прессование по сравнению с другими схемами нагружения характеризуется наименьшими перемещениями уплотняемого материала в направлении приложения нагрузки. Таким образом, взаимное перемещение СОЭ минимизируется. С другой стороны, наличие дальнего порядка взаимодействия СОЭ в материалах на основе непрерывного волокна (тела намотки) затрудняет их взаимное перемещение в процессе деформирования, что также ставит необходимым условие минимизации таких перемещений.

Различие механизмов уплотнения дискретных заготовок, сформированных на базе структурообразующих элементов различных видов, требует учета вида СОЭ при осуществлении технологических расчетов, выборе оптимальной схемы и способа прессования заготовок ПМ.

Литература. 1. Бальшин М.Ю. Научные основы порошковой металлургии и металлургии волокна. — М: Металлургия, 1972. — 335 с. 2. Main Aspects of the Theory and Technology of Producing Permeable Materials with the Organized Porous Structure Through Deformation Processing / Y. Piatsiushyk, O. Reut, A. Yakubouski, L. Boginsky // 15 International Plansee Seminar, Austria, Reutte. — 2001. — V. 3. — S. 285 – 299. 3. Косторнов А.Г., Скороход В.В., Шевчук М.С. Исследование деформации пористых материалов из металлических волокон при прессовании и спекании // Порошковая металлургия. — 1972. — № 2. — С. 7 – 14. 4. Пористые сетчатые материалы. Синельников Ю.И., Третьяков А.Ф., Матурин Н.И. и др. — М.: Металлургия, 1983. — 64 с. 5. Петюшик Е.Е., Якубовский А.Ч., Якубовский Ч.А. Пластическое деформирование проволочного тела намотки // Вестник БГПА. — 2002. — № 1. — С. 31 – 34. 6. Заявка на патент РБ № и20001101 МПК⁶ В 01D 27/06. Фильтрующий элемент и способ его изготовления / Петюшик Е.Е., Якубовский А.Ч. — Заявл. 12.12.2000; Оpubл. 30.06.2001 // Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. — 2001. — № 2 (29). — С. 17.

О.Н. Протасеня, М.Л. Протасеня, Л.В. Ларченков

К ВОПРОСУ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО РАССЕИВАТЕЛЯ СЫПУЧЕГО МАТЕРИАЛА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Рационально спроектированная и построенная машина должна отвечать требованиям прочности, долговечности, технологичности, экономичности, должна быть дешевой по цене и безопасной в обслуживании.

Эти положения отражаются в исходных требованиях, которые являются документом для конструкторской проработке экспериментального образца.

В нашей работе показан расчет конструктивных и технологических исходных параметров машины точного распределения сыпучих материалов по поверхности поля. К ним относятся: фрезерный торф, минеральные удобрения, известковые материалы и др.

Сегодня сельское хозяйство не получает технику, выполняющую технологические операции с высокой степенью точности. Например, новый разбрасыватель минеральных удобрений, выпускаемый промышленностью, имеет неравномерность по распределению их по полю 25%, при требовании 5% - для азотных, 10% - для фосфорных, 15% - для калийных. По мере эксплуатации разбрасывателя неравномерность увеличивается до 60-70%, что приводит к существенной потере урожая.

Хотя такой разбрасыватель называют центробежным, однако приобретенной энергией сыпучим материалом управлять невозможно, отсюда высокая степень неравномерности.

В предыдущих наших работах показан принцип управления энергией центробежных сил с помощью кольцевого метателя, на внутреннюю поверхность которого непрерывно и закрыто от воздействия внешней среды подается сыпучий материал. За счет сил трения материал разгоняется до требуемой величины угловой скорости и равномерно распределяется по поверхности поля или направляется концентрированно точно в указанное место. Для подачи материала на поверхность кольца и предварительного разгона его служит конус, в который материал поступает из горизонтального винтового конвейера. Препятствуют свободному перемещению материала по поверхности конуса также силы трения, поэтому он перемещается принудительно.

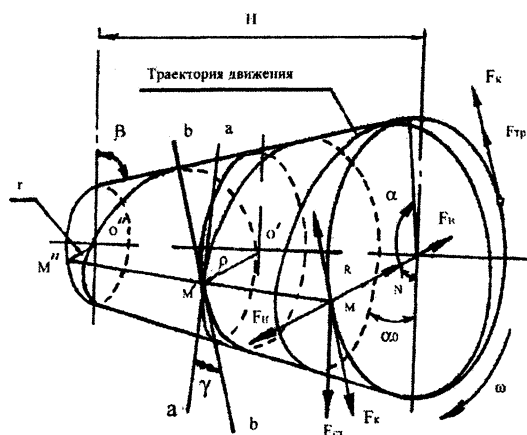


Рис. 1

В начальный момент времени $t = t_0 = 0$ частица материала находится в нижней точке M_0 конической поверхности, т.е. в относительном покое. При повороте конуса на угол $\alpha_0 = \omega \cdot t$ частица повернется на тот же угол α_0 и переместится в точку M (рис.1). Все силы, действующие на нее, уравновешены: сила тяжести $F_{с.м.} = mg$ направлена по поверхности вниз; реакция поверхности N направлена по нормали от M к O ; сила $F_{тр} = fN$ направлена по касательной к окружности радиуса R вращения конуса; сила инерции переносного движения $F_n = m\omega^2 R$

направлена в сторону обратную нормальной силе N ; сила инерции от поворотного ускорения $F_k = 2m\omega_n R$ направлена в обратную сторону действия ускорения инерции. Эта сила увеличивает силу трения материала о поверхность конуса.

При установившемся режиме работы метателя величина поступающего сыпучего материала будет постоянной ($Q = const$) по всей высоте конуса H , определяемая сплошностью материала на окружности радиуса R . Под сплошностью понимается: частицы материала прилегают плотно друг к другу по всей длине окружности. На длине окружности с радиусом больше R частицы не касаются друг друга. Угол γ между касательными $a-a$ и $b-b$ к окружности и траектории движения равен нулю.

Элементарная работа (кинетическая энергия) сил материальной точки $dE_k = -mg \sin \alpha \cdot ds$. Кинетическая энергия нормальной силы N равна нулю, так как она перпендикулярна перемещению точки. То же и сила инерции.

Выразим дугу ds через радиус R и угол поворота α :

$$d\left(\frac{1}{2}mv^2\right) = -mg \sin \alpha \cdot ds = -mg \sin \alpha \cdot R d\alpha$$

После интегрирования в пределах от v_0 до v и от α_0 до α , получим:

$$v^2 - v_0^2 = 2gR \cdot (\cos \alpha - \cos \alpha_0)$$

При допущении, что в верхнем положении нормальная сила N равна нулю, тогда центробежная сила поворотного ускорения равняется проекции силы тяжести на нормаль:

$$mv^2/R = -mg \cos \alpha$$

Подставив значение v^2 в предыдущую формулу, получим:

$$v_0^2/R + 3g \cos \alpha - 2g \cos \alpha_0 = 0$$

Нормальная сила будет присутствовать постоянно, если для $\cos \alpha$ получается значение, больше единицы. Величина нормального давления будет изменяться от $5mg$ внизу до mg сверху.

Рассмотрим промежуточное положение материальной точки M' на конической поверхности.

При движении точки по окружности из нижнего положения в верхнее движущая сила будет постоянно замедлять переносную скорость $v_{nep} = v_{01}$. Движущая сила

$(F_{c.m.} \sin \gamma - F_{mp}) - F_y^{mp} \sin \beta$, где F_y^{mp} — центробежная сила (ее составляющая: $F_y^{mp} \sin \beta$, увеличивающая силу трения) сообщит относительное ускорение:

$$\frac{dv_{omn}}{dt} = \left(\frac{F_{c.m.}}{m} \sin \gamma - \frac{F_{mp}}{m} \right) - \frac{F_y^{mp}}{m} \sin \beta$$

Принимая во внимание, что сила тяжести $F_{c.m.} = mg$, сила трения $F_{mp} = fmg \cos \gamma$ и увеличение силы трения от центробежной силы $F_y^{mp} = fm v_{01}^2 / R$, получим:

$$\frac{dv_{omn}}{dt} = g \sin \gamma \cdot \left(1 - \frac{1}{tg \gamma} \right) - f \frac{v_{nep}^2}{R} \sin \beta$$

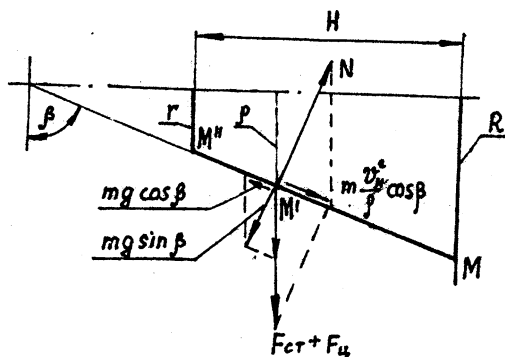


Рис. 2

При увеличении переносной скорости v_{01} с изменением радиуса вращения от r к R , относительное ускорение уменьшается до нуля, после чего движение становится равномерным. Из этого следует, что $dv_{01}/dt = 0$, тогда:

$$g \sin \gamma \left(1 - \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma}\right) = \frac{g \sin(\gamma - \varphi)}{\cos \varphi} = \operatorname{tg} \varphi \frac{v_{01}^2}{R} \sin \beta$$

Отсюда получаем:

$$v_{01} = \sqrt{gR \frac{\sin(\gamma - \varphi)}{\sin \varphi \sin \beta}} \quad (1)$$

Рассмотрим промежуточное положение материальной точки для случая, когда коэффициент трения близок коэффициенту качения. На рис.2 можно видеть, что вдоль образующей конуса действуют силы $mg \cos \beta$ и $m \frac{v_{02}^2}{\rho} \cos \beta$.

Движущей силой вверх будет $mg \cos \beta - m \frac{v_{02}^2}{\rho} \cos \beta$. Этому движению препятствует сила трения $\operatorname{tg} \varphi_x \left(m \frac{v_{02}^2}{\rho} \sin \beta + mg \sin \beta\right)$. Движущей силой вниз будет $m \frac{v_{02}^2}{\rho} \cos \beta - mg \cos \beta$. Препятствует этому движению та же сила трения.

Следовательно, движение от меньшего основания конуса к большему прекратится:

$$mg \cos \beta - m \frac{v_{02}^2}{R} \cos \beta \geq \varphi_x \left(mg \sin \beta + m \frac{v_{02}^2}{R} \sin \beta\right)$$

Отсюда определяется переносная скорость движения:

$$v_{02} \leq \sqrt{\frac{Rg(\cos \beta - \sin \beta \cdot \operatorname{tg} \varphi_x)}{\cos \beta + \sin \beta \cdot \operatorname{tg} \varphi_x}} \quad (2)$$

Угол β конуса определяется из неравенства $v_{02} > v_{01}$ (формулы 1 и 2):

$$\frac{gR \sin(\gamma - \varphi)}{\sin \varphi \sin \beta} < \frac{Rg(\cos \beta - \sin \beta \cdot \operatorname{tg} \varphi_x)}{\cos \beta + \sin \beta \cdot \operatorname{tg} \varphi_x}$$

Если принять $\varphi = \varphi_x = 4^\circ 30'$, $\rho = R = 0,2 \text{ м}$, $\gamma = 17^\circ \dots 20^\circ$, то решение неравенства является корень $\beta \approx 75^\circ$. Соответственно угол при вершине конуса 30° .

При установившемся режиме работы метателя величина подаваемого материала будет постоянной ($Q = \text{const}$). Сыпучий материал при движении по конусу можно уподобить псевдожидкости, растекающейся от меньшего сечения к большему с замедлением относительной скорости. Соответственно толщина слоя псевдожидкости уменьшается. Исходя из этого, можно рассчитать длину образующей конуса. На выходе допускаемая норма $Q = q + q_{\text{дон}}$ (где q – величина материала, сошедшая с конуса).

В дифференциальной форме это будет:

$$\frac{dq \cdot x}{dx} = -\mu q_{\text{дон}} \cdot x$$

Где x – расстояние по длине $L = H/\sin \beta$ образующей конуса до промежуточного сечения, dx – изменение толщины слоя по длине L , μ – коэффициент пропорциональности, зависящий от режима работы метателя и свойств сыпучей среды.

Разделив переменные и учитывая, что при $x = 0$, $qx = Q$; а при $x = L$, $qx = q_{\text{дон}}$, после интегрирования по x в пределах от 0 до L , получим:

$$q_{\text{дон}} = Ql^{-\mu l}$$

Отсюда длина образующей конуса:

$$L = \frac{1}{\mu} \ln \frac{Q}{q_{\text{дон}}}$$

Таким образом, рассчитываются конструктивные (угол конуса, его высота) и технологические (линейная и угловая скорости движения материала), основываясь на законах динамики.

Кроме этого для конструкторской проработки необходим еще один элемент - это документальное подтверждение новизны предлагаемого к внедрению образца будущей машины. Новизна данного конструктивного решения подтверждается поданной авторами заявки на патент, приоритет которого считается с 24.09.97 за номером 970500 в государственном патентном комитете Республики Беларусь.

Литература. 1. Бать М.И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах. Учебное пособие для Втузов. В 3-х т. Т. II., динамика, М., Наука, 1991, с 640.

УДК 621.762.222+621.926.32/33

Е.М.Дубовская

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ В МЕЛЬНИЦАХ ВАЛКОВОГО ТИПА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Процессы измельчения широко применяются в различных производствах. Это связано с многообразием достигаемых измельчением целей. В металлургии, производстве строительных материалов, химической, пищевой промышленности, при переработке промышленных и бытовых отходов измельчением материалов изменяют их форму, размеры, состояния, улучшают технологические и потребительские свойства, повышают химическую активность материалов, возможности разделения или соединения компонентов при последующей обработке, возможности создания композиций, отвечающих непрерывно возрастающим требованиям и потребностям современной техники. Однако недостаток информации о нетрадиционных конкретных отраслях промышленности способах и устройствах для измельчения материалов, отсутствие научно обоснованных критериев режимов обработки приводит к необоснованным решениям конкретных технических задач, к ограничению используемых способов и устройств небольшим числом конструкций, которые не учитывают реальные физико-химические процессы режимов обработки.

Так, крайне редко в порошковой металлургии, при переработке промышленных отходов, в производстве строительных материалов используются измельчающие устройства валкового типа. Между тем, с точки зрения захвата материала, силового воздействия на него и измельчения за счет предельного обжатия со сдвигом частиц, гладковалковые мельницы функционируют наиболее организованно и рационально [1, 2]. Отсутствие потерь энергии на перемещение по сложным траекториям больших масс размольных тел и обрабатываемого материала, что характерно в частности для шаровых мельниц, обеспечивает более высокую производительность при меньшей удельной энергоемкости и износе размольных тел, а также более узкое поле рассеяния размеров частиц.

Распространен способ, при котором обрабатываемые куски и частицы непосредственно контактируют с валками, а их конечный размер определяется межвалковым зазором [3, 4]. Однако, как показывает опыт прокатки порошков [1, 5, 6] возможности

измельчения в валковых мельницах могут быть расширены за счет непрерывного саморегулирующегося захвата валками толстого слоя сыпучего материала, на порядок и более превышающего размеры получаемых частиц. Согласно результатам расчетов и экспериментов, захват сыпучего материала происходит в сечении соответствующем углу $\alpha = 28 - 34^\circ$ ($\alpha = 0,5 \cdot [\varphi_0 + \arcsin(\sin \varphi_0 / \sin \varphi)]$), где φ_0 и φ - углы трения о валки и между частицами. При этом количество захватываемого материала постоянно и определяется гиперболической функцией $h \cdot \rho_\lambda = C_\lambda \approx const$, а толщина h слоя выходящего из валков порошка плотностью ρ_λ составляет 0,006...0,010 диаметра валков. В процессе прокатки в условиях всестороннего сжатия основная масса порошка деформируется и измельчается в результате контактного взаимодействия обрабатываемых частиц. Происходит взаимное перемещение частиц с переориентировкой относительно главных направлений (напряжений), а в зоне повышенного давления - блочный сдвиг по взаимно пересекающимся линиям разрыва скоростей и напряжений. Это обеспечивает измельчение частиц порошка, основная масса которых практически не контактирует с размольными телами - валками, что уменьшает износ рабочих органов, а следовательно и загрязнение продуктов измельчения.

Проведенные эксперименты измельчения кварцевого песка, кузнечной окалины и отработанной формовочной смеси показали, что измельчение в толстом слое возможно в достаточно узком диапазоне скоростей [7], обеспечивающих фильтрацию воздуха и не допускающих образование псевдосжиженного слоя в зоне захвата материала валками.

Несмотря на высокую эффективность, использование валковых мельниц ограничено вследствие характерных для прокатки условий захвата валками кусковых и сыпучих материалов, предопределяющих большие (до 1000 мм и более) диаметры бочки валков. В ролико-кольцевых мельницах, в которых материал обрабатывается между валком и внутренней поверхностью кольца, этот недостаток отсутствует. Размер захватываемых кусков и высота сечения захвата порошка в этих устройствах фактически ограничиваются разностью диаметров валка и внутренней поверхности кольца.

Сравнительно большие сечения захвата и повышенная протяженность очага уплотнения и деформации (обеспечивающие большую интенсивность проработки материала за один проход), во избежании перегрузки, заклинивания материала и поломки мельницы требуют тонкого регулирования подачи обрабатываемого материала в пространство между кольцом и валком, а в конструкции мельницы - необходимость предусмотреть предохранительный от перегрузки механизм (обычно пружинный) [3]. Это усложняет конструкцию и эксплуатацию оборудования. Поэтому перед измельчителями, в которых зазор между валком и кольцом жестко устанавливается рычажным или винтовым механизмами, имеют преимущества конструкции мельниц, где положение валка - ролика относительно кольца саморегулируется за счет механизмов привода рабочих органов, а также ролико-кольцевые мельницы центробежного типа, в которых регулирование зазора отсутствует, а прижатие валков к кольцу осуществляется за счет центробежных сил.

Для увеличения числа циклов силового воздействия на обрабатываемый материал в конструкциях ролико-кольцевых мельниц используют несколько, обычно 3 - 4 не приводных валка - ролика, планетарно вращающихся и упруго или за счет центробежных сил прижимающихся к рабочей поверхности кольца [3,8,9].

Обычно в ролико-кольцевых мельницах создают рассогласование скоростей валка - ролика и кольца, что обеспечивает более благоприятное для структурной деформации и измельчения частиц обрабатываемого материала напряженно-деформированное состояние.

В ролико-кольцевых мельницах горизонтального типа при частотах вращения кольца, превышающих критическую (перенос материала в зону захвата по поверхности кольца), и создании условий для продольного перемещения обрабатываемого материала представляется возможным его многократное обжатие за один проход материала через рабочую зону. В [3] показано, что движение по кольцу отдельной частицы материала гарантировано при минимальной угловой скорости вращения кольца

$$\omega_{ED} = \sqrt{2 \cdot g / (D_K \cdot f)},$$

где g - ускорение свободного падения, D_K - диаметр кольца, f - коэффициент трения.

При расположении осей вращения валков и кольца вертикально, перемещение материала по рабочей зоне обеспечивается действием сил тяжести. При этом свободное падение материала периодически прерывается в момент воздействия на него размольных тел. Теоретические расчеты, проводимые без учета аэродинамического сопротивления, показали, что время пребывания частицы в рабочем пространстве есть функция рабочих и режимных параметров мельницы и размеров материала. Однако, в реальных условиях, по данным экспериментов, время пребывания материала в таких мельницах значительно больше рассчитанного, что связано с большим углом захвата слоя размальваемого порошка и времени контакта инструмента с материалом, а также с аэродинамическим сопротивлением движению частиц в вертикальном направлении.

В конструкциях ролико-кольцевых мельниц центробежного типа сочетается жесткий удар размольных тел по крупным частицам с центробежным ударом - обкатыванием более мелких частиц и слоя порошкового материала. При этом, теоретически установлено, что силовое воздействие на материал определяется массой размольных тел, их частотой вращения, коэффициентом трения и соотношением размеров частиц обрабатываемого материала и элементов рабочих органов [9].

Таким образом, при конструировании измельчителей, выборе режимов обработки в них материалов необходимо изучать процесс измельчения с учетом параметров и конструктивных особенностей измельчителей, комплекса технико-экономических показателей, физико-механических свойств измельчаемого материала. При этом рассматривать процесс измельчения не только как следствие воздействия на частицу сил со стороны инструментов (размольных тел), но и, прежде всего, как следствие сложного силового взаимодействия частиц между собой в связно-сыпучей массе, находящейся в напряженно-деформированном состоянии.

Литература. 1. Ложечников Е. Б. Прокатка в порошковой металлургии. - М.: Металлургия, 1987. - 185 с. 2. Ложечников Е. Б., Бусел А. В. Переработка промышленных отходов в валковых мельницах // Ресурсосберегающие и экологически чистые технологии: Тр. научно-технической конференции / Под ред. А. И. Свириденка. - Гродно, 1995. - Ч.1. - С. 165 - 170. 3. Сиденко П.М. Измельчение в химической промышленности. - 2-е изд., перераб. - М.: Химия, 1977. - 309 с. 4. Олевский В. А. Конструкции, расчеты и эксплуатация дробилок. - М.: Металлургиздат, 1958. - 448 с. 5. Степаненко А. В., Исаевич Л. А., Харлан В. Е. Обработка давлением порошковых сред. - Минск: Наука и техника, 1993. - 167 с. 6. Степаненко А. В., Исаевич Л. А. Непрерывное формование металлических порошков и гранул. - Минск: Наука и техника, 1980. - 256 с. 7. Ложечников Е. Б., Бусел А. В., Дубовская Е. М. Технологические особенности и параметры размола в валковых мельницах // Строительные и дорожные машины. - 1998. - №8. - С. 36 - 38. 8. Koka V. R., Hohmann R., Trass O. Flow of dry particulates in the Szego mill // Powder Technol. - 1987. - Vol. 51, № 2. - P. 189 - 200. 9. Ложечников Е. Б., Дубовская Е.М. Технология размола материалов в ролико-кольцевой мельнице центробежного типа // Материалы, технологии, инструменты. - 1999. - № 1. - С. 79 - 81.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ НЕОДНОРОДНЫХ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ТЕЛ С ПОМОЩЬЮ ТЕОРИИ ПОТЕНЦИАЛА.

*Брестский государственный технический университет
Брест, Беларусь*

Как известно, при создании элементов механизмов, машин первостепенным требованием является снижение их материалоемкости при одновременном обеспечении прочностных и жесткостных характеристик.

Для решения такой проблемы важным обстоятельством является создание эффективных методов исследования НДС (напряженно-деформированного состояния) элементов, которые в реальных условиях подвергаются воздействию механических усилий и температурных полей. Часто рассматриваемые элементы представляют собой тела вращения.

Материалы, используемые для создания конструктивных элементов имеют определенную неоднородность, которую можно разделить на микронеоднородность (дефекты и неправильность кристаллической решетки, молекулярная структура полимеров и т.д.) и макронеоднородность (параметры, определяющие свойства среды, зависят от координат и осреднены по области, которая является большой в сравнении с размерами структуры элементов тел).

С позиции инженерной практики интерес представляет исследование НДС тел с макронеоднородностью (упругие тела с непрерывной неоднородностью).

Неоднородность упругих свойств возникает в процессах формирования тел (процессы отливки), при различных технологических процессах (различные виды обработки тел), эксплуатации конструктивных элементов на практике (воздействие температуры, радиации и т.д.). В зависимости упругих параметров среды (параметры Ламе) от координат различают три типа неоднородности тел: непрерывная, кусочная и случайная.

При действии на тела высоких температур изменение температуры T приводит к существенному изменению модуля Юнга $E = E(T)$, коэффициента линейного расширения $\alpha = \alpha(T)$ при постоянном коэффициенте Пуассона ν [1].

В работе [2] показано, что максимальные напряжения в нагретой толстостенной трубе с учетом изменения модуля Юнга от температуры ~ на 40% меньше чем при постоянном модуле. Поэтому постановка и реализация такого рода задач актуальна и имеет практическую ценность.

Для исследования НДС в осесимметричных телах с непрерывной неоднородностью необходимо поставить краевую задачу теории упругости (термоупругости) и разработать эффективный метод ее реализации.

Аналитическое решение такого рода задач практически невозможно в связи со сложной геометрией области тел и граничных условий поэтому в настоящее время применение нашли различные численные методы.

Наиболее распространенным численным методом решения краевых задач является метод конечных элементов (МКЭ). Однако он не свободен от недостатков.

Для решения поставленной задачи используем метод потенциала с помощью которого дифференциальные уравнения сводится к интегральным уравнениям Фредгольма 2-го рода и который имеет некоторые преимущества по сравнению с МКЭ [3].

Согласно [2] краевая осесимметричная задача неоднородной термоупругости сводится к решению дифференциальных уравнений в частных производных: уравнения равновесия

$$\Delta u - \frac{u}{\rho^2} + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial e}{\partial \rho} - \frac{2(1+\nu)}{1-2\nu} \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\int_0^r \alpha(T) dT \right) = - \frac{2(1+\nu)}{E^2} \frac{dE}{dT} \left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \sigma_{\rho\rho} + \frac{\partial T}{\partial z} \sigma_{\rho z} \right); \quad (1)$$

$$\Delta w + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial e}{\partial z} - \frac{2(1+\nu)}{1-2\nu} \frac{\partial}{\partial z} \left(\int_0^r \alpha(T) dT \right) = - \frac{2(1+\nu)}{E^2} \frac{dE}{dT} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \sigma_{\rho z} + \frac{\partial T}{\partial z} \sigma_{zz} \right),$$

где u, w – перемещения, ρ, z, ϑ – цилиндрические координаты $e = \frac{\partial u}{\partial \rho} + \frac{u}{\rho} + \frac{\partial w}{\partial z}$,

и граничных условий

$$\left(\frac{\partial u}{\partial \rho} + \frac{3\nu}{1-2\nu} e \right) n_\rho + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial \rho} \right) n_z = \frac{1+\nu}{1-2\nu} \int_0^r \alpha(T) dT, \quad (2)$$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial \rho} \right) n_\rho + \left(\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{3\nu}{1-2\nu} e \right) n_z = \frac{1+\nu}{1-2\nu} \int_0^r \alpha(T) dT,$$

где n_ρ, n_z – направляющие косинусы внешней нормали к поверхности тела, а также уравнений теплопроводности

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\rho \frac{\partial T^*}{\partial \rho} \right) + \frac{\partial^2 T^*}{\partial z^2} = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial^2 T^*}{\partial \rho^2} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial T^*}{\partial \rho} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial z^2} = 0,$$

где $T^* = \int_0^r \lambda(T) dT$, $\lambda(T) = \lambda_0(1 - kT)$ – коэффициент теплопроводности, k – эмпирический коэффициент.

Используя метод возмущений [2] краевая задача (1), (2) сводится к решению осесимметричной краевой задачи стационарной термоупругости однородного тела (нулевое приближение) и последовательности краевых задач теории упругости (последующие приближения).

Представляя температуру T^* в виде функции Грина вместо (3) получаем интегральное уравнение краевой задачи теплопроводности

$$2\pi T^*(x) = \int_L \frac{dT^*}{dn_y} \rho_x dl_y \frac{4}{\sqrt{R^2}} K + \int_L T^*(y) \rho_y dl_y \frac{2}{\sqrt{R^2}} \left\{ \frac{2\rho_y}{r^2} [(\rho_y - \rho_x) n_{\rho y} + Z n_{zy}] - n_{\rho y} \right\} E + n_{\rho y} K. \quad (4)$$

Здесь x, y – параметрическая и текущая точки при интегрировании, $r^2 = \rho_x^2 + \rho_y^2 - 2\rho_x \rho_y \cos Q + Z^2$, $Z = Z_y - Z_x$; $Q = \vartheta_y - \vartheta_x$, dl_y – элемент дуги меридионального контура L ; E, K – эллиптические интегралы.

Решение системы (1) разыскиваем в виде

$$u_\rho^0 = u_\rho^u + u_\rho^T, \quad (5)$$

$$u_z^0 = u_z^u + u_z^T,$$

где u_ρ^u, u_z^u – общие решения однородных дифференциальных уравнений (1) приведены в [4], u_ρ^T, u_z^T – частные решения Гудьера, интегральное представление которых имеет вид

$$u_\rho^T = a \left\{ C \int_{L \cup S} \left\langle \frac{dT}{dn_y} (\rho_x I_4 - \rho_y I_1) - T(y) \cdot \left[n_y \left[(\rho_y^2 + \rho_x^2) I_2 - \rho_y \rho_x (I_3 + I_5) - I_1 \right] + \right. \right. \right. \right. \quad (6)$$

$$\left. \left. \left. \left. + n_{zy} [Z(\rho_y I_2 - \rho_x I_5)] \right] \right\} \rho_y - b \int_S T(y) \cdot \rho_y (\rho_x I_5 - \rho_y I_2) dS_y \right\},$$

$$u_z^T = a \left\{ C \int_{L \cup S} \left\langle \frac{dT}{dn_y} \cdot I_4 + T(y) \left[n_\rho Z(\rho_y I_5 - \rho_x I_2) + n_{zy} (Z^2 I_5 - I_4) \right] \right\} \rho_y dl_y - b \int_S T(y) \rho_y Z I_5 dS_y \right\}.$$

Здесь интегралы $I_1 - I_9$ приведены в [3], $a = \frac{(1+\nu)^2 \alpha_0}{2\pi(1-\nu)E(T)}$, $C = \frac{\gamma}{k\lambda_0}$, $b = 1 + \frac{\gamma}{k}$,

k, γ - постоянные, которые определяются экспериментально.

С помощью соотношений Дюгамеля-Неймана были построены интегральные уравнения напряжений $\sigma_{\rho\rho}^0, \sigma_{zz}^0, \sigma_{\rho z}^0, \sigma_{g g}^0$, которые соответствуют (5) (выражения $\sigma_{\rho\rho}^u, \dots, \sigma_{g g}^u$, приведены в [4], а для $\sigma_{\rho\rho}^T, \dots, \sigma_{g g}^T$, построены интегральные уравнения, которые здесь не приводятся в виду их громоздкости) и сингулярные интегральные уравнения (СИУ) краевой задачи термоупругости на нулевом приближении

$$v_\rho(x) + \frac{1}{4\pi(1-\nu)} \int_L [v_\rho(y)(A_{\rho\rho} n_{\rho x} + A_{\rho z} n_{z x}) + v_z(y)(B_{\rho z} n_{z y})] dy = p_\rho(x) + p_\rho^T(x), \quad (7)$$

$$v_z(x) + \frac{1}{4\pi(1-\nu)} \int_L [v_\rho(y)(A_{\rho z} n_{\rho x} + A_{z z} n_{z x}) + v_z(y)(B_{z z} n_{z x})] dy = p_z(x) + p_z^T(x),$$

где v_ρ, v_z - плотности потенциала простого слоя, $A_{\rho\rho}, \dots, B_{z z}$ - коэффициенты, полученные в [4], $p_\rho(x), p_z(x)$ - компоненты механических усилий, $p_\rho^T(x), p_z^T(x)$ - компоненты фиктивной температурной поверхностной нагрузки.

$$\begin{aligned} p_\rho^T(x) &= -(\sigma_{\rho\rho}^T \cdot n_{\rho x} + \sigma_{\rho z}^T \cdot n_{z x}), \\ p_z^T(x) &= -(\sigma_{\rho z}^T \cdot n_{\rho x} + \sigma_{z z}^T \cdot n_{z x}) \end{aligned} \quad (8)$$

В результате решения (7) определялись плотности v_ρ, v_z , а затем напряжения $\sigma_{\rho\rho}^0, \dots, \sigma_{g g}^0$. Значения напряжений использовались для решения краевой задачи теории упругости на первом приближении. Здесь решение задачи теории упругости разыскиваем в виде

$$\begin{aligned} u_\rho^{(1)} &= u_\rho^u + u_\rho^N, \\ u_z^{(1)} &= u_z^u + u_z^N. \end{aligned} \quad (9)$$

Интегральные представления u_ρ^u и u_z^u известны в [4], а

$$\begin{aligned} u_\rho^N &= -\frac{(1+\nu)^2}{4\pi(1-\nu)} \int_S f(T) \left[\frac{\chi_\rho}{E(T)} C_{\rho\rho}^N + \frac{\chi_z}{E(T)} C_{\rho z}^N \right] dS_y, \\ u_z^N &= -\frac{(1+\nu)^2}{4\pi(1-\nu)} \int_S f(T) \left[\frac{\chi_\rho}{E(T)} C_{z\rho}^N + \frac{\chi_z}{E(T)} C_{z z}^N \right] dS_y, \end{aligned} \quad (10)$$

где $f(T) = \frac{1}{E^2} \frac{dE}{dT}$, $\chi_\rho = \left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \sigma_{\rho\rho}^0 + \frac{\partial T}{\partial z} \sigma_{\rho z}^0 \right)$, $\chi_z = \left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \sigma_{\rho z}^0 + \frac{\partial T}{\partial z} \sigma_{z z}^0 \right)$, $\chi_z = \left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \sigma_{\rho z}^0 + \frac{\partial T}{\partial z} \sigma_{z z}^0 \right)$

$C_{\rho\rho}^N, \dots, C_{z z}^N$ - аналогичны соотношениям в работе [4].

Система СИУ такая же как и (7), но вместо p_ρ^T и p_z^T берется фиктивная нагрузка, p_ρ^N, p_z^N , интегральные выражения $\sigma_{\rho\rho}^N, \sigma_{g g}^N$ здесь приводить не будем.

$$\begin{aligned} p_\rho^N &= -\left(\sigma_{\rho\rho}^N \cdot n_{\rho x} + \sigma_{\rho z}^N \cdot n_{z x} \right) \\ p_z^N &= -\left(\sigma_{\rho z}^N \cdot n_{\rho x} + \sigma_{z z}^N \cdot n_{z x} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

На основе метода механических квадратур разработан алгоритм численного решения интегральных уравнений и составлена программа для ПЭВМ. Интегралы вычислялись с помощью квадратурных формул Гаусса и Лашенова. Реализован тестовый пример. В качестве примера решена задача о нагреве поллой сферы. Результаты числен-

ного решения сравнивались с решением в [2]. Ниже на рисунке показаны соответствующие графики напряжений.

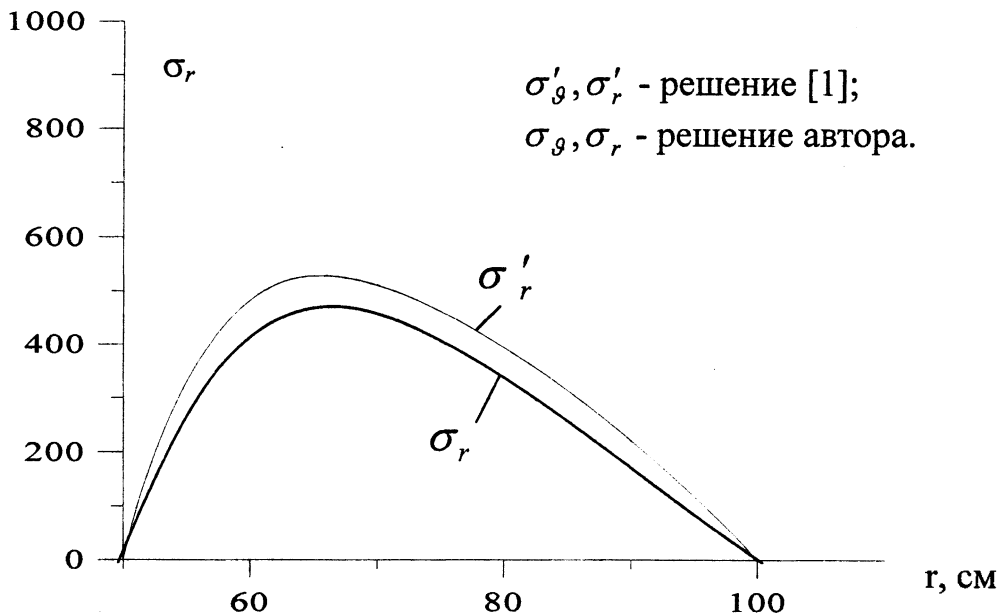


Рис. 1. Распределение радиальных напряжений.

Здесь:

$$T_a = 500^\circ\text{C}; T_b = 400^\circ\text{C}. \lambda_0 = 0,11 \frac{\text{ккал} \cdot \text{с}}{\text{см} \cdot \text{с} \cdot \text{град}}; \nu = 0,33; a = 0,5\text{м}; b = 1\text{м}.$$

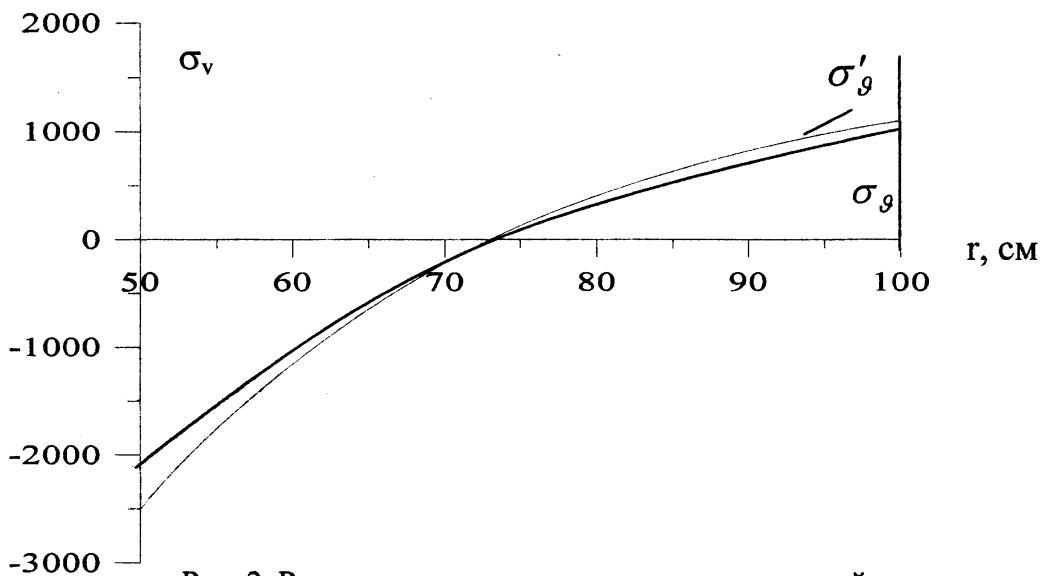


Рис. 2. Распределение тангенсиальных напряжений.

Литература. 1. Писаренко Г.С. и др. Прочность материалов при высоких температурах. Киев. «Наукова думка», 1966. 2. Ломакин В.А. Теория упругости неоднородных тел. – М. Изд-во МГУ. 1976. 3. Копейкин Ю.Д., Хвисевич В.М. Интегральные уравнения осесимметричной краевой задачи термоупругости. – М.// Известия АН СССР. МТТ 1991. №6. – С. 52-57. 4. Копейкин Ю.Д. Калинин А.А. Прямое решение осесимметричной второй задачи теории упругости методом бигармонических потенциалов // Изд. АН БССР. Сер. физ. мат. наук. – 1977. - №3. С. 85-90.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СРЕДЫ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ.

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Достаточно сложной технической проблемой является растворение в воде исходных гидродинамически активных материалов, снижающих гидравлическое сопротивление. Гидравлические потери могут быть уменьшены как за счет совершенствования конструктивных параметров гидравлических систем, так и путем снижения степени турбулизации потока и управления пограничным слоем.

Введение в гидравлические системы низкоконцентрированного раствора, например, полиакриламида, практически не изменяя технологических свойств воды, приводит к существенному сокращению энергозатрат и металлоемкости трубопроводов за счет уменьшения их диаметров.

Применение органических высокомолекулярных флокулянтов позволяет ускорить образование и осаждение коагулированной взвеси, сократить потребность в коагулянтах и увеличить надежность работы водоочистных сооружений.

Разработанные методы интенсификации процесса растворения высокомолекулярных флокулянтов могут быть так же использованы для структурирования почвы и укрепления грунта, для очистки природных и промышленных сточных вод.

Одним из наиболее эффективных флокулянтов является полиакриламид, использование которого связано с рядом технических проблем, в частности с трудоемкостью растворения исходного материала. Процесс растворения полиакриламида в воде весьма длителен и энергоемок. При интенсивном перемешивании его в мешалках и подогреве воды растворение продолжается в течение 1-2 часов. Разработана технология растворения полиакриламида с использованием специальных модификаторов, которая позволяет повысить скорость растворения полиакриламида. На основе модифицированного полиакриламида созданы сыпучие, пластичные и жидкие композиции, обладающие повышенной скоростью растворения. Присутствующие модификаторы практически не оказывают влияния на технологические свойства полиакриламида.

Экспериментально установлено, что растворение в воде модифицированного полиакриламида происходит значительно интенсивнее исходного материала при одинаковых условиях растворения (растворение осуществлялось в лабораторной мешалке при частоте вращения ротора 100 об./мин). Введение модифицированного полиакриламида в дисперсионную среду резко повышает скорость его растворения в воде. Композиция, содержащая минимальное количество дисперсионной среды, полностью растворяется в воде за 160 секунд, а при максимальном содержании дисперсионной среды - за 20 секунд перемешивания.

Соотношение между дисперсионной средой и модифицированным полиакриламидом выбирается из условия получения требуемой текучести. Увеличение частоты вращения ротора мешалки до 3000 об./мин приводит к тому что композиция растворяется за 5 секунд, в то время как исходный полиакриламид при тех же условиях растворяется за 60-120 минут. Изменение соотношения между полиакриламидом и модификатором сверх оптимального вызывает повышение скорости растворения материала в во-

де, но понижает его флокулирующую способность и снижает технологические свойства полиакриламида.

Рассмотренный способ растворения полиакриламида не требует специального технологического оборудования, позволяет снизить длительность процесса растворения и его энергоемкость, уменьшить объемы накопительных емкостей для хранения готового раствора. Его можно использовать в любом технологическом процессе, связанном с применением гидродинамически активных материалов, снижающих гидравлические потери.

УДК 621.891.67-762

В.М. Голуб М.В. Голуб

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ НА ОСНОВЕ ПОРОШКОВ КАРБИДА ВОЛЬФРАМА И МЕДЬСОДЕРЖАЩЕЙ МАТРИЧНОЙ СВЯЗКИ.

*Брестский государственный технический университет
Брест, Беларусь*

Комбинирование различных веществ остается сегодня одним из основных способов создания новых материалов. Большинство современных конструкционных материалов, применяемых в узлах трения машин, представляют собой композиции, которые позволяют обеспечивать машинам заданные эксплуатационные свойства. Во всех случаях – это система разных материалов, каждый из составляющих которой имеет свое конкретное назначение применительно к рассматриваемому готовому изделию. Совместная работа вводимых компонентов дает эффект, равносильный созданию нового материала, свойства которого количественно и качественно отличаются от свойств каждого из его составляющих.

Композиционный материал пар трения должен сочетать в себе одновременно высокие антифрикционные свойства, теплопроводность и износостойкость. Одним из путей создания такого материала является использование составляющих обладающих разными свойствами: твердые частицы образуют жесткий пористый каркас, который заполняется пластичной связующей фазой. Твердая фаза обеспечивает высокую износостойкость и твердость, а связующая – необходимые антифрикционные характеристики и теплопроводность. [1]

Для обеспечения однородности и дисперсности пропитки спрессованный брикет должен иметь минимальную пористость, что достигается применением твердых порошков разной зернистости. На основании проведенных исследований подобран состав твердой фазы: релит ($WC+W_2C$) зернистостью 0,18 – 0,65 мм (содержание в шихте 60 – 80%) и тонкодисперсный порошок карбида вольфрама и кобальта ВК-6 (содержание в шихте 20 – 40%).

Композиционный материал, наносимый на контакт пар трения, должен обладать определенными антифрикционными свойствами, которые обеспечиваются за счет рационального выбора состава пропитки. Анализ физико-механических свойств состава пропитки позволяет выделить ряд элементов, комбинации которых обеспечивают требуемые свойства связующей фазы. Это медь, никель, марганец, хром, бор, кремний фосфор и др. [2]

В качестве связующей фазы возможно использовать и готовые пропиточные материалы – припой, выпускаемые промышленностью, с содержанием требуемых компонентов в определенном соотношении, такие как: ВПр-4, ЛМНЦ-60-90-5 и др. Пропитка проводится в восстановительной или защитной атмосфере.

Выявление износных характеристик пар трения в рабочих абразивосодержащих средах выполнялись на специальном стенде, позволяющем изменять нагрузку контакта пары трения, частоту вращения и концентрацию абразива.

Испытывались одноименные пары трения из: силицированного графита (СГП) – эталон; композиционного слоя из разнозернистых порошков карбида вольфрама с медноникелевой пропиткой (ТМ-1); композиционный слой из разнозернистых порошков карбида вольфрама с пропиткой сплавом ВПр-4 (ТС); композиционный слой из порошков ВСНГН. Переменными факторами были процентное содержание абразива в жидкости и время испытаний.

Исследование влияния крупности абразивных частиц на износ материалов колец было проведено на паре трения СГП. Для этого были применены фракции кварцевого песка А2К 0315Б ГОСТ 2138-74 крупностью: менее 0,050 мм; 0,050 – 0,063 мм; 0,063 – 0,100 мм; 0,100 – 0,315 мм. Концентрация абразива в гидросмеси принималась 5% от объема.

Отмечен максимальный износ пары трения при крупности абразивных частиц 0,10 мм и менее, т.е. чем меньше размер абразивных частиц, тем больше износ. Износ при большей крупности абразивных частиц изменяется очень медленно.

Наибольший износ колец отмечается при крупности абразивных частиц менее 0,050 мм в гидросмеси, соизмеримых с величиной щелевого зазора пары трения, что дает основание проводить сравнительные эксперименты в гидросмеси с такой крупностью абразивных частиц. Процентное содержание абразива изменялось от 1 до 20% (рис.1).

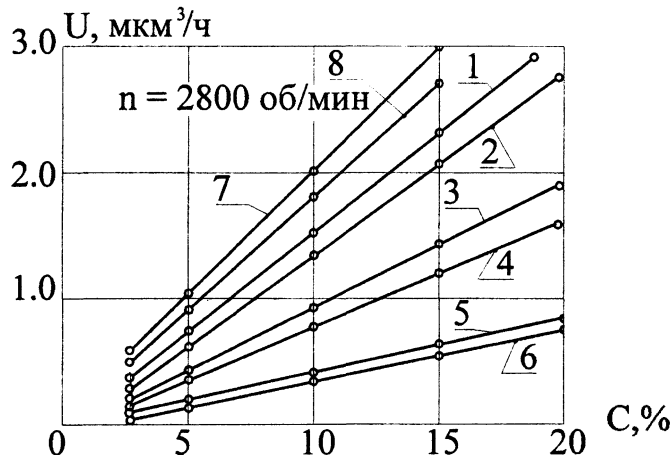


Рис. 1. Зависимость интенсивности объемного износа от процентного содержания абразивных частиц в гидросмеси для пар трения: 1, 2 – СГП – СГП; 3, 4 – ТС – ТС; 5, 6 – ТМ-1 – ТМ-1; 7, 8 – ВСНГН; 1, 3, 5, 7 – для вращающихся колец; 2, 4, 6, 8 – для невращающихся колец.

Из рисунка видно, что скорость износа колец пары трения ТМ-1 в 2 раза меньше, чем ТС и почти в четыре раза меньше, чем колец СГП.

Наличие абразива в рабочей среде существенно снижает допустимые значения нагрузки на контакт пары трения и pv -фактор.

Так, если для пары трения ТМ-1 при работе в воде или нефти без механических примесей нагрузочная способность определяется достижением удельного нагружения контакта до 1,2 МПа, $pv=12$ МПа·м/с, то при содержании абразива диапазон критической удельной нагрузки и pv -фактор резко снижается. На рис. 2 представлена зависи-

мость коэффициента трения f пары ТМ-1 от удельного нагружения контакта при различной концентрации абразива в жидкости.

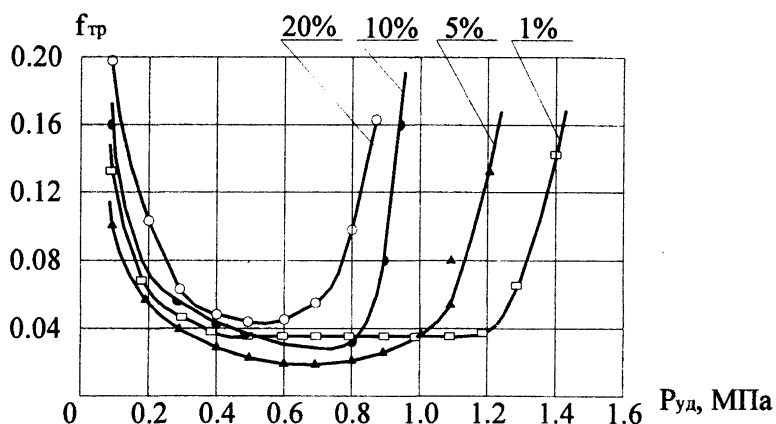


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения от удельного давления на контакте пары трения ТМ-1 по ТМ-1 и содержания абразивных частиц в гидросмеси.

Анализируя зависимость $f = f(p_{уд})$ можно сделать выводы:

1. Надежная, в некоторой степени, работа пары трения из твердых материалов в абразивной гидросмеси возможна при $p_{уд} \leq 6$ МПа·м/с.

2. На износ материалов колец пары трения существенное влияние оказывает тонкая фракция абразивных включений рабочей среды.

3. Защита пары трения возможна путем выбора твердых материалов и установки специальных фильтров в узлах трения.

Литература. 1. Голуб М.В. Износостойкие композиционные материалы на основе карбида вольфрама, меди и никеля. - Долговечность трущихся деталей машин. - М.: «Машиностроение», 1985, вып. 1. с. 217-234. 2. Голуб В. М., Плескачевский Ю.М. Износостойкие покрытия рабочих поверхностей колец пар трения торцовых уплотнений на основе разнозернистых порошков карбида вольфрама. // *Материалы, технологии, инструменты*, Т.6, №4, 2001. - С. 29-32.

УДК 539.3

O.V.Gromyko, A.O.Gromyko

ALGORITHM OF INVESTIGATION OF MACHINE ELEMENTS NATURAL OSCILLATIONS

Minsk, Belarus, Belorussian State University

Among the problems connected with designing and operation of machines with power-operated transmission drives an important place belongs to the problem of study of the frequency range of natural oscillations.

One of the most labour-consuming computing operations is not only the computation of the natural frequencies but also the determination of their quantity in the given frequency range. Well known is the problem when it is necessary to determine the probability of occurrence of resonance conditions at certain frequencies with no need to calculate the natural frequencies.

The system of equations of motion of the mechanical system elements can be obtained by equation:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} + \frac{\partial E_d}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (1)$$

where E_k , E_p , E_d - are kinetic, potential and dissipated energies of the system, respectively, q_i - the generalized coordinate, Q_i - the generalized force.

After substitution in the equation (1) of the expressions for the given mechanical system energies and appropriate transformations, the equation of motion written in the matrix form will change into:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\}, \quad (2)$$

where $[M]$, $[C]$, $[K]$ - are mass, damping and stiffness matrixes of the system, respectively, $[q]$, $[\dot{q}]$, $[\ddot{q}]$ - the displacement vector of the mechanical system and its derivatives, $\{F\}$ - the vector of external forces.

Since for natural oscillations the vector of load $\{F\} = 0$, and vector of motions is described by the periodic function $\{q\} = \{q_a\}e^{j\omega t}$.

Thus, the equation (2) assumed the form:

$$([K] - \omega^2[M])\{q_a\} = 0, \quad (3)$$

where $j = \sqrt{-1}$, ω - the natural frequency, $\{q_a\}$ - the vector of amplitude values of displacements of the system units at oscillations with the system damping to be neglected, i.e. $[C] = 0$.

It is evident that the natural oscillations equation (3) has a non-trivial solution in one and the only case when the determinant

$$D = \det([K] - \omega^2[M]) = 0. \quad (4)$$

Since the potential energy of transmission E_p is a positively determined quadrant function, the roots of the secular equation (4) are positive and (in accordance to the secular equation roots division theorem) divided by the principal diagonal minors of the determinant D .

Let us form a sequence of the principal diagonal minors of the determinant D , added with $D_n = 1$:

$$D, D_1, D_2, D_3, \dots, D_{n-2}, D_{n-1}, 1. \quad (5)$$

According to the secular equation roots division theorem (4) when $\omega^2 = 0$ all the terms of the sequence (5) are positive, and the quantity of changes of sign in the sequence (5) is equal to zero. When $\omega^2 \rightarrow \infty$ the sequence (5) has n changes of sign. Let us assume that when $\omega = \omega_1$ the quantity of changes of sign by the sequence (5) is equal to s_1 , and when $\omega = \omega_2$ is equal to s_2 . Then s_1 of natural frequencies are in the interval of the frequency axis $0 \leq \omega \leq \omega_1$, and s_2 - in the interval $0 \leq \omega \leq \omega_2$. It is evident that $s = s_2 - s_1$ of frequencies are in the interval $\omega_1 \leq \omega \leq \omega_2$.

With sequential reduction of the interval $[\omega_1, \omega_2]$, we can select frequency ranges with the only natural frequency or their given quantity. Every natural frequency can be determined with a given accuracy. The most simple and easy method of frequency selection is the method of dividing frequency intervals in half.

In most mechanical transmissions the quantity of masses in the system is greater by one than the quantity of degrees of freedom. This is explained by that such systems have no stationary mass closing. Dimensionality of matrixes in the described method is determined by

the quantity of masses. In this case when $\omega \rightarrow 0$ there is one change of sign in the sequence (5), since $\omega = 0$ is a «fictitious» frequency of the system corresponding to the motion of the system as a solid whole. The quantity of real-valued frequencies for such system is equal to $n - 1$.

The suggested method is effective not only for calculation of natural frequencies of transmissions but for determination of their quantity in the given frequency ranges. This allows to access the possibility of occurrence of resonance conditions in operation under real loads.

The assessment of reliability of the results obtained through the described method is given in comparison with the accurate analytical solutions. The suggested algorithm is realized in the calculation of tractor-drawn silage combine harvester. The obtained natural frequencies have satisfactorily agreed with those found through other methods.

References. 1. Przemieniecki J.S. Theory of Matrix Structural Analysis. McGraw-Hill Book Company, New York, Toronto, London, Sidney. 1968. 2. Halfman R. Dynamics. Addison-Wesley Publishing Company, Inc., London. 1971.

УДК 539.3

O.V.Gromyko, A.O.Gromyko

NATURAL OSCILLATIONS OF MODIFIED CONSTRUCTIONS

Minsk, Belarus, Belorussian State University

Equation of natural oscillations for undamped mechanical system in matrix form is written as:

$$\begin{aligned} ([K] - \omega^2 [M])\{q\} &= 0 \\ \text{or} \\ ([E] - \omega^2 [P][M])\{q\} &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

where

$[E]$ - identity matrix,

$[P] = [K]^{-1}$ - compliance matrix inverse of the stiffness matrix $[K]$,

$[M]$ - mass matrix,

$\{q\}$ - displacement vector (at the given natural frequency ω_i the vector $\{q\}_i$ corresponds to the i -th form of oscillations).

If the mechanical system has *small* constructional modifications with the compliance and mass matrixes changed to $[\Delta P]$ and $[\Delta M]$, respectively, then equation (1) for the new construction modification is written as:

$$([E] - (\omega^2 + \Delta\omega^2)([P] + [\Delta P])([M] + [\Delta M]))\{\{q\} + \{\Delta q\}\} = 0 \quad (2)$$

where $\Delta\omega^2$ and $\{\Delta q\}$ - are changes in the frequency square and vector of form of natural oscillations.

As a first approximation, omitting the small increment products, the matrix equation (2) is written as:

$$\{A\} + \lambda\{B\} = 0 \quad (3)$$

where

$$\{A\} = [\Delta P][M] + [P][\Delta M]\{q\} \quad (4)$$

$$\{B\} = [P][M]\{q\} \quad (5)$$

$$\lambda = \frac{\Delta\omega^2}{\omega^2} \quad (6)$$

Let us assume that the error vector when solving equation (3) is

$$\{\varepsilon\} = \{A\} + \lambda\{B\}. \quad (7)$$

For its minimization the quadratic form extremum conditions are written as

$$\frac{d}{d\lambda}(\{\varepsilon\}^T \{\varepsilon\}) = 0 \quad (8)$$

($\{\varepsilon\}^T$ - transposed error vector), from whence comes relation

$$\lambda = \frac{-\{A\}^T \{B\}}{\{B\}^T \{B\}}. \quad (9)$$

Thus, the change of the frequency square of natural oscillations is

$$\Delta\omega^2 = \lambda\omega^2 \quad (10)$$

To determine the vector of form of natural oscillations of the modified construction the equation (1) is transformed into:

$$(\{q\} + \{\Delta q\}) = ((\omega^2 + \Delta\omega^2)([P] + [\Delta P])([M] + [\Delta M]))(\{q\} + \{\Delta q\}) \quad (11).$$

Neglecting in the right side of equation (11) the increment $\{\Delta q\}$ and increments product of matrixes $[\Delta P]$ and $[\Delta M]$, we obtain expressions for the form vector $\{q\}$ and corresponding value of the frequency square ω^2 of natural oscillations of the modified construction:

$$\begin{aligned} (\{q\} + \{\Delta q\}) &= \omega^2(1 + \lambda)(\{A\} + \{B\}), \\ \omega^2 &= \omega^2 + \Delta\omega^2 = \omega^2(1 + \lambda). \end{aligned}$$

The suggested algorithm allows to accelerate considerably the process of study of frequencies and forms of natural oscillations of various constructions, especially with great quantity of degrees of freedom and for systems with distributed parameters. It is particularly effective in cases when range of changes in stiffness and masses of the studied system is small and pre-determined and the study is connected with fast search of solutions optimal from dynamics point of view.

The report discusses the results of application of the suggested method of assessment of natural frequencies and forms for different mechanical systems and comparative analysis of the computing process acceleration.

References 1. Halfman R. Dynamics. Addison-Wesley Publishing Company, Inc., London. 1971. 2. Przemieniecki JS. Theory of Matrix Structural Analysis. McGraw-Hill Book Company, New York, Toronto, London, Sidney. 1968.

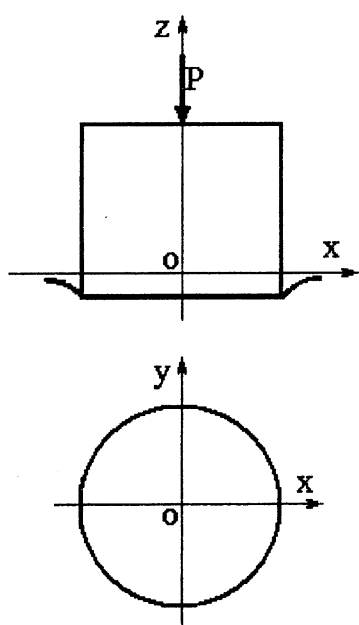
ЭЛЕКТРОМОДЕЛИРУЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ РЕШЕНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ КОНТАКТНЫХ ЗАДАЧ

Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого,
Гомель, Беларусь

Большое количество работ в области механики контактного взаимодействия, в том числе с учетом износа и температуры контактирующих поверхностей, стремление учесть эти факторы еще на стадии проектирования элементов высших кинематических пар, свидетельствует об актуальности рассматриваемой проблемы.

Вместе с тем, решение рассматриваемых задач аналитическими и численными методами связано с необходимостью преодоления значительных трудностей, а в некоторых случаях, невозможно. В связи с этим, другие методы их решения и, в частности, с помощью электрического моделирования представляют собой как научный, так и практический интерес.

Задача для штампа с плоским основанием, имеющего в плане форму Σ , вдавливаемого в однородное упругое полупространство под действием центрально приложенной силы P (рис. 1) сводится к следующему интегральному уравнению:



$$\iint_{\Sigma} \frac{p(\xi, \eta) d\xi d\eta}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2}} = \frac{\delta}{\Theta}, \quad (1)$$

где $\Theta = \frac{1-\nu^2}{\pi E}$.

Здесь δ – перемещение штампа, $p(x, y)$ – контактное давление под штампом. При этом должно соблюдаться условие:

$$P = \iint_{\Sigma} p(x, y) dx dy. \quad (2)$$

Введем обозначение $W(x, y) = \frac{\delta}{\Theta}$

и запишем уравнение (1) в виде:

$$\iint_{\Sigma} \frac{p(\xi, \eta) d\xi d\eta}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2}} = W(x, y). \quad (3)$$

Рис.1. Расчетная схема.

Перейдем теперь к задаче электростатики.

Если взять токопроводящую пластину, которая обладает некоторым электрическим зарядом Q и имеет форму Σ основания штампа в плане, то выражение для электростатического потенциала можно записать в виде [6]:

$$\psi(x, y) = \frac{1}{4\pi k_0 \varepsilon} \iint_{\Sigma} \frac{q(\xi, \eta) d\xi d\eta}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2}}, \quad (4)$$

где k_0 – диэлектрическая постоянная; ε – диэлектрический коэффициент среды. Общее количество электричества на пластине будет:

$$Q = \iint_{\Sigma} q(x, y) dx dy. \quad (5)$$

Введем обозначение $\Psi(x, y) = \psi(x, y) 4\pi k_0 \varepsilon$ и запишем уравнение (4) в следующем виде:

$$\iint_{\Sigma} \frac{q(\xi, \eta) d\xi d\eta}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} = \Psi(x, y). \quad (6)$$

Таким образом, две рассматриваемые линейные системы описываются математически подобными интегральными уравнениями (6) и (3). Впервые на это обратил внимание Л.А. Галин [4]. Сходственными параметрами в данном случае будут $p(x, y)$ и $q(x, y)$, $W(x, y)$ и $\Psi(x, y)$. Токпроводящий элемент, который в рассматриваемом случае представляет собой пластину, при определенных условиях может служить аналоговой моделью объекта – оригинала (площадки контакта).

Электрический потенциал, подаваемый на токпроводящий элемент, является аналогом перемещения штампа, а наблюдаемое при эксперименте распределение электрических зарядов по поверхности токпроводящего элемента будет одновременно являться и решением интегрального уравнения (3), описывающего распределение контактного давления на площадке контакта.

Попытки реализации этой аналогии с использованием электростатического поля и электролитической ванны не увенчались успехом.

Рассмотрим возможность применения квазистационарного электрического поля для решения задачи электростатики.

Как известно [5, 7], квазистационарными называются токи, для которых с достаточной степенью точности можно принять, что магнитное поле этих токов, силы ponderomotorного (механического) взаимодействия между ними и т. д. в каждый данный момент времени имеют то же значение, какое имели бы эти величины в случае постоянных токов той же силы, как и мгновенная сила переменных токов. При этом переменные токи могут удовлетворять условиям квазистационарности, если подобно постоянным токам они будут замкнутыми и будут обладать одинаковой силой во всех сочетаниях неразветвленных участков цепи. Основным условием квазистационарности является достаточная медленность изменения поля, которая гарантирует также и приближенную замкнутость переменных токов.

На основе использования квазистационарного электрического поля разработан новый способ решения пространственных контактных задач [8] и создано специальное электро моделирующее устройство для решения пространственных контактных задач теории упругости и термоупругости (ЭМУ-КЗ-2). Устройство защищено авторскими свидетельствами [1, 2, 3] и удостоено медали ВДНХ СССР.

На рис. 2 показана блок-схема ЭМУ-КЗ-2.

Устройство состоит из блока питания – 1, генератора сигналов звуковой частоты – 2, распределительного блока – 3, блока питания и управления координатным столиком – 4, токпроводящего элемента – 5, зонда – 6 и измерительного комплекса – 7. Первые четыре блока конструктивно выполнены в одном корпусе. Распределительный блок имеет 30 выходов и служит для подачи электрического потенциала на токпроводящий элемент. Токпроводящий элемент расположен на координатном столике, что позволяет производить измерения в любой точке электрического поля токпроводящего элемента. Перемещение координатного столика в горизонтальной плоскости осуществляется с помощью электродвигателей МН-7 и механической передачи. Управление

электродвигателями осуществляется с помощью блока 4. Зонд и измерительный комплекс служат для измерения плотности заряда на поверхности токопроводящего элемента. Зонд имеет вертикальное перемещение, которое замеряется с помощью индикатора часового типа. Для проведения измерений и обработки результатов используется ПЭВМ.

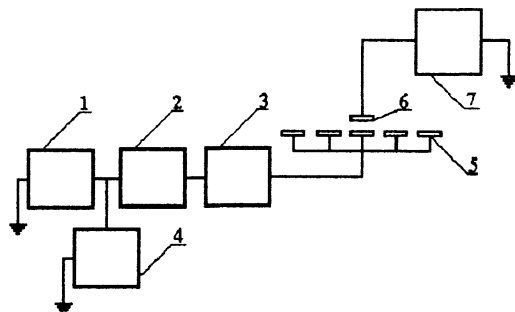


Рис. 2. Блок-схема электро моделирующего устройства.

На рис. 3 представлена фотография электро моделирующего устройства.

Рассмотрим удовлетворялось ли условие квазистационарности электрического поля $c\tau \gg l$ при проведении эксперимента. Частота переменного напряжения принималась равной 1000 Гц (т. е. $\tau = 10^{-3}$ с). Максимальный характерный линейный размер токопроводящего элемента не превышал 30 см. Принимая приближенно, что $c = 3 \cdot 10^{10}$ см/с и подставляя значения τ и l в уравнение $c\tau \gg l$, получим

$$3 \cdot 10^7 \gg 3 \cdot 10.$$

Таким образом, условие квазистационарности электрического поля выполняется.

Известные решения некоторых контактных задач позволили оценить погрешность экспериментальных результатов относительно соответствующих величин, полученных аналитически.

В таблице 1 приведены результаты эксперимента и данные, полученные аналитически при решении поставленной задач для штампов круговой и эллиптической формы в плане. Из таблицы 1 следует, что погрешность при решении пространственных контактных задач, в основном, не превышает 5 %.

Некоторое повышение погрешности у края площади контакта объясняется влиянием краевого эффекта. Эта погрешность может быть уменьшена также до 5 % введением поправочных коэффициентов.

Таблица 1

Оценка погрешности результатов эксперимента

ρ	ρ/ρ_{cp}				Погрешность, %	
	Теоретические значения		Экспериментальные значения			
	круг	эллипс	круг	эллипс	круг	эллипс
0	0,500	0,500	0,502	0,516	0,400	1,580
0,1	0,502	0,512	0,505	0,524	0,600	2,350
0,2	0,510	0,521	0,520	0,530	1,960	1,730
0,3	0,524	0,534	0,536	0,552	2,300	3,380
0,4	0,545	0,557	0,560	0,577	2,750	3,600
0,5	0,578	0,588	0,596	0,612	3,120	4,100
0,6	0,625	0,637	0,645	0,650	3,200	2,040
0,7	0,700	0,714	0,725	0,730	3,580	2,240
0,8	0,833	0,850	0,800	0,820	3,960	3,530
0,9	1,147	1,170	1,080	1,130	6,710	3,420

Рассмотрим результаты решения новой задачи с помощью электро моделирующего устройства.

Штамп с плоским основанием сложной формы в плане вдавливается в изотропное упругое полупространство под действием центрально приложенной силы P , рис. 4. Полагаем, что нагрузка вне штампа и силы трения между штампом и упругим полупространством отсутствуют. На рис. 5 показаны линии контактных давлений, где $\alpha = c/2a$.

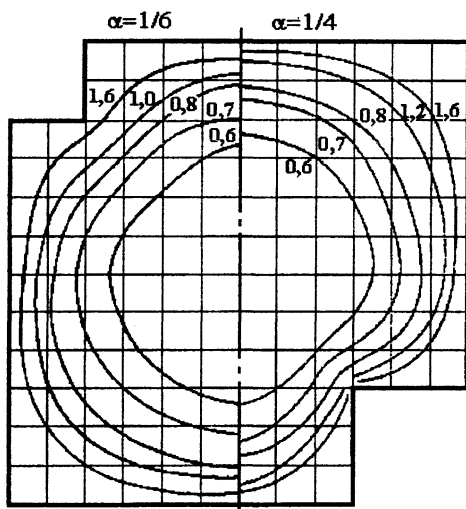


Рис. 5. Линии равных контактных давлений.

Электро моделирующее устройство позволяет также решать задачи для неплоских штампов при действии различной нагрузки, а также задачи о контакте двух упругих тел с учетом тепловыделения и износа.

Литература. 1. Бородачев Н.М., Тариков Г.П. Устройство для решения задач физических полей. Авт. свид. № 434426. Бюл. изобр., 1974. – № 24. 2. Бородачев Н.М., Тариков Г.П. Устройство для моделирования пространственных контактных задач. Авт. свид № 570905. Бюл. изобр., 1977. – № 32. 3. Бородачев Н.М., Тариков Г.П. Устройство для решения пространственных контактных задач. Авт. свид. № 1791829. Бюл. изобр., 1992. – № 32. 4. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости. – М.: ГИТТЛ, 1953. – 264 с. 5. Нейман Л.Р., Калантаров П.Л. Теоретические основы электротехники. Ч. I. – М., Л.: ГЭИ, 1948. – 355 с. 6. Парселл Э. Электричество и магнетизм. – М.: Наука, 1971. – 447 с. 7. Тамм И.Е. Основы теории электричества. – М.: Наука, 1976. – 616 с. 8. Тариков Г.П. и др. Патент РБ. Способ решения пространственных контактных задач теории упругости, № 2200, 1998.

УДК 519:527:669.27

А. С. Бороздин, А. Н. Чичко

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ГРУППИРОВКИ К РЕШЕНИЮ ТРЕХМЕРНОЙ ТЕПЛОВОЙ ЗАДАЧИ,

*Белорусский Национальный Технический Университет
Минск, Беларусь*

Одной из важнейших проблем, с которыми приходится сталкиваться при математическом моделировании тепловых процессов 3D объектов является время компьютерного счета. Это время может стать критическим фактором при расчете сложных про-

странственных объектов, состоящих из большого числа элементов при моделировании длительных процессов. В связи с этим затрудняется решение прикладных задач связанных с оптимизацией и управлением режимами нагрева. В данной работе предлагается подход, позволяющий существенно снизить временные затраты при расчете трехмерных тепловых задач по сравнению с классическим конечно-разностным подходом.

Целью настоящей работы является разработка нового метода, основанного на идее группирования температурно-временных функций элементов моделируемого объекта, уменьшающего время расчета процессов длящихся в большом временном промежутке.

В качестве математической модели использовалось трехмерное уравнение теплопроводности Фурье-Кирхгофа:

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial z} \right), \quad (1)$$

где c – теплопроводность,

ρ – плотность,

$\lambda(T)$ – теплоемкость,

x, y, z – координаты рассчитываемой области объекта и среды,

$T(x, y, z, \tau)$ – температура точки с координатами (x, y, z) в момент времени τ .

В процессе использования метода группирования вычислялась доля групп подобия P_k от общего числа элементов:

$$P_k = \frac{N_k}{M}, \quad (3)$$

где N_k – число обнаруженных групп на k -том такте расчета,

M – общее число элементов, участвующих в расчете.

При решении данной задачи была разработана программа для платформ Windows 9x/ME/NT/2000/XP. Программное обеспечение написано в среде быстрой разработки Delphi 6.0. Входными данными для программы являются теплофизические характеристики объекта, шаги по пространству и по времени. Данная программа использовалась при расчете промышленных отливок типа “диск” и “патрубок”. На рис. 1 представлены трехмерные изображения моделируемых объектов.

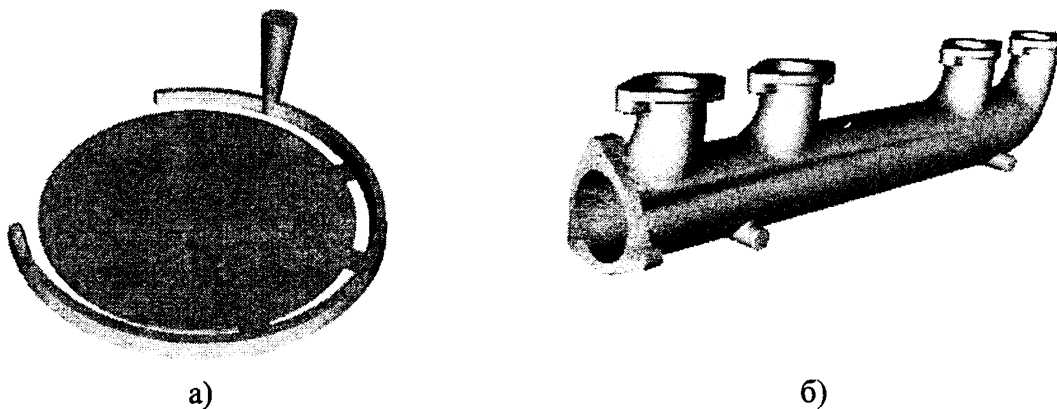


Рис.1. Пространственные изображения промышленных отливок типа а) “диск” и б) “патрубок”

Детали принимались изготовленными из алюминия, со следующими свойствами: теплоемкость, $\lambda = 40 \text{ Вт} \cdot (\text{м} \cdot \text{К})$, теплопроводность, $c = 838 \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$, плотность $\rho = 2380 \text{ кг} / \text{м}^3$. Средой охлаждения была выбрана стальная форма со следующими характеристиками: $\lambda = 40 \text{ Вт} \cdot (\text{м} \cdot \text{К})$, $c = 524 \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$, $\rho = 7600 \text{ кг} / \text{м}^3$. Начальная температура объектов $t_0 = 800 \text{ C}^\circ$, температура среды $t_c = 20 \text{ C}^\circ$. Для расчета использовался компьютер со следующей конфигурацией: P-IV – 1,5 Гц, 256 Мб ОЗУ. Для объекта типа “диск”

моделирование проводилось для первых 5000 секунд процесса охлаждения, а для объекта типа “патрубок” – для 6000 секунд.

На рис.2 представлены зависимости, описывающие динамику роста долей групп по каждому из моделируемых объектов с течением времени. Из таблицы 1 видно, что для модели типа “диск” выигрыш по времени составил порядка 40%, а для модели типа “патрубок” – 25%. Причем погрешность в обоих случаях составила немногим более 3 С°.

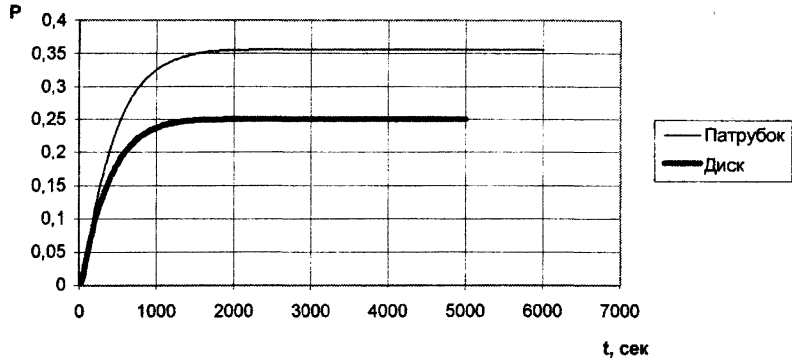


Рис. 2. Диаграмма роста долей групп подобия для объектов типа “диск” и “патрубок”
 Результаты численного моделирования промышленных объектов и их пространственные характеристики

Таблица 1

№	Объект	Число элементов	Время расчета τ , сек		Погрешность Q , С°
			Традиционный метод	Метод группирования	
1	ДИСК	248741	9396	5432	3,108
2	Патрубок	575156	22500	16833	3,13

Таким образом, представленные данные показали, что предложенный метод группирования для объектов со сложной пространственной конфигурацией, в применении его к тепловой задаче способен снизить временные затраты при моделировании. Данный метод может быть использован при расчетах деталей, проходящих термическую обработку в печи в течение длительного времени.

НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРСНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН

12 декабря 2002 г., 9.00 – 18.00
1-й учебный корпус БНТУ
аудитория 202

Руководители секции:

Махутов Н.В. – д.т.н., профессор, член-корр РАН

Почтенный Е.К. – д.т.н., профессор

Капуста П.П. – к.т.н., доцент

Секретарь: **ЦарукФ.Ф.** – к.т.н., доцент

УДК 62.192:519.2

**О.В. Берестнев¹, Ю. Л. Солигерман¹,
А.М. Гоман¹, А.А. Дюжев²**

НОРМИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

¹⁾ *Институт надежности машин Национальной Академии наук, Минск, Беларусь,*
²⁾ *УП ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике, Гомель, Беларусь*

Нормирование надежности элементов сложных технических систем представляет задачу определения требований к их надежности, обеспечивающей установленные показатели надежности всей системы.

Распределение заданной надежности R_s между элементами системы требует решения неравенства:

$$f(R_1, R_2, R_3, \dots, R_n) \geq R_s, \quad (1)$$

где R_i - заданная вероятность безотказной работы i -го элемента,

f - функциональное соотношение между надежностью элементов и системы.

При наиболее распространенном в технике последовательном соединении элементов функция f подчиняется условию:

$$\prod_{i=1}^n R_i(t) \leq f \leq R_{min}(t). \quad (2)$$

где $R_{min}(t)$ - надежность лимитирующего элемента.

При независимых отказах элементов левое неравенство выражения (2) превращается в строгое равенство. При полностью коррелированных отказах элементов правое неравенство выражения (2) превращается в строгое равенство.

Пусть $\lambda_i(t)$ - интенсивность отказов i -го элемента, а $\lambda_s(t)$ - интенсивность отказов системы. Тогда неравенство (1) может быть представлено в виде:

$$\lambda_1(t) + \lambda_2(t) + \dots + \lambda_n(t) \leq \lambda_s(t). \quad (3)$$

Для нормирования надежности системы могут быть использованы различные аналитические и статистические модели и методы. В частности, к ним относятся:

- Метод равномерного распределения надежности,
- Метод весовых коэффициентов,
- Метод минимизации затрат,
- Метод динамического программирования,
- Метод неопределенных множителей Лагранжа,
- Метод учета влияющих факторов,
- Метод Марковских сетей,
- Метод доминирующих последовательностей с ограничениями,
- Метод нормирования с учетом резервирования и доработок базовых элементов системы,
- Метод нормирования с учетом восстановления системы в процессе эксплуатации и ряд других.

При распределении требований к надежности между элементами системы необходимо учитывать следующие основные факторы: сложность структуры и длительность использования отдельных подсистем; достигнутый технический уровень надежности отдельных подсистем и их элементов; критичность отказов подсистем.

Нормирование надежности важнейших компонентов сложных технических систем следует осуществлять с учетом допустимого человеческого, экологического и экономического риска. При оценке допустимого человеческого риска необходимо учитывать вероятность отказа, его последствия, а также стоимость дополнительных мер по снижению вероятности его появления. Суммарный экономический риск, связанный с отказом системы, можно определить по формуле

$$S_R = \sum_{i=1}^n N_i (C_{1i} + C_{2i} T_i), \quad (4)$$

S_R - Стоимостное выражение суммарного риска;

n - Число элементов в системе;

N_i - Число отказов i -го элемента за анализируемый период;

C_{1i} - Стоимость ремонтных работ по восстановлению работоспособности или замены i -го элемента;

C_{2i} - Оценка убытков, связанных с вынужденным простоем системы в течение единицы времени;

T_i - Время простоя, связанное с восстановлением работоспособности или заменой i -го элемента.

Для решения задачи нормирования надежности сложной технической системы представляется необходимым построение графов системных моделей, своеобразных деревьев развития повреждений, приводящих к критическим отказам. Расчетный анализ разрабатываемых моделей позволяет предложить метод нормирования надежности отдельных компонентов сложных технических систем по данным установленных из условий не превышения максимально допустимого риска требований к надежности и безотказности системы в целом.

Существенного повышения эффективности нормирования надежности можно достичь путем использования доступной информации о фактической надежности отдельных подсистем и элементов, как эксплуатирующихся систем-аналогов, так и опытных образцов разрабатываемых систем.

Основными видами распределений, наиболее часто применяемых при анализе надежности сложных технических систем являются:

- Экспоненциальное;
- Нормальное;
- Логарифмически нормальное;
- Вейбулла.

При априорном нормировании надежности сложных технических систем наибольшее распространение получило экспоненциальное распределение. С одной стороны, при значительном числе элементов распределение надежности сложной технической системы приближается к экспоненциальному закону. С другой стороны, при экспоненциальном распределении выполнение нормирования надежности подсистем и элементов существенно упрощается. Хотя применение экспоненциального распределения по сравнению с другими распределениями дает завышенные требования к надежности подсистем. Так, например, по данным [1], в случае экспоненциального распределения вероятность безотказной работы составляет около 75% значения вероятности безотказной работы при нормальном распределении при одинаковых значениях средней наработки на отказ. Следовательно, можно полагать, что нормирование надежности с применением экспоненциального распределения определяет верхний предел требований к надежности отдельных подсистем. Тем не менее, по указанным выше причинам, экспоненциальное распределение широко применяется при нормировании надежности сложных технических систем в энергетике, электронике, судостроении и ряде других отраслей.

В качестве примера использования разработанных методов приведем полученные результаты нормирования надежности основных подсистем самоходного зерноуборочного комплекса КЗР-10 «Полесье-Ротор». Указанный комплекс представляет собой сложную самоходную машину с набором сменного рабочего оборудования и состоит из значительного числа деталей, объединенных в целый ряд систем и агрегатов. Надежность зерноуборочного комплекса определяется как надежностью отдельных систем и агрегатов, так и структурными связями между их функционированием. По аналогии с эксплуатационными данными наработки на отказ УЭС-2А-250А, являющегося основной машиной, на которой базируется комплекс, описываемого распределением Вейбулла, принято, что наработка на отказ остальных подсистем зерноуборочного комплекса также описывается распределением Вейбулла

$$R(t) = \exp(-\alpha t^\beta) \quad (5)$$

с параметрами $\alpha=0,000004$, $\beta=2,04$, полученными на основании обработки экспериментальных данных.

T_{90} - гамма-процентная ($\gamma=90\%$) наработка на отказ каждой из подсистем описывается из выражения:

$$T_\gamma = \left(-\frac{1}{\alpha} \ln \gamma\right)^{1/\beta}. \quad (6)$$

Для нормирования надежности системы, состоящей из n последовательно соединенных независимых подсистем используется выражение:

$$T_\gamma = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{T_i} \right)^\beta \right]^{-1/\beta} \quad (7)$$

Задаваясь требуемой наработкой на отказ зерноуборочного комплекса КЗР-10 "Полесье-Ротор" $T_{90}=80$ моточасов и универсального энергетического средства УЭС-2А-250А $T_{90}=150$ моточасов, используя метод весовых коэффициентов, принятых по аналогии с данными нормирования надежности агрегатов зерноуборочного комбайна "Дон- 1500", получим величины 90 % наработки на отказ отдельных агрегатов зерноуборочного комплекса. Результаты нормирования надежности с использованием различных методов и законов распределения приведены в таблице и показаны на рисунке.

Распределение	Наработка на отказ $T_{90\%}$ час		
	Экспоненциальное	Вейбулла	
Метод нормирования	Равномерный	Весовых коэффициентов	
УЭС 2А-250А "Полесье"	150	150	150
Молотильно-сепарирующее устройство	685	390	120
Система транспортировки зернового вороха	685	1630	520
Прицепной очиститель-накопитель	685	1630	520
Жатка зерновая	685	490	160
Зерноуборочный комплекс "КЗР-10"	80	80	80

Изложенная методика применима для нормирования надежности элементов любой сложной технической системы при последовательном соединении агрегатов и независимости их отказов. Метод учета зависимостей между отказами отдельных элементов изложен в [2].

Литература. 1. Переверзев Е.С., Даниев Ю.Ф. Испытания и надежность технических систем. Днепропетровск: НАН, НКА Украины, Институт технической механики, 1999. - 223с. ISBN 5-217-00033-3. 2. Солитерман Ю.Л. . Прогнозирование надежности деталей и агрегатов трансмиссий. - В кн. «Надежность и безопасность технических систем» Тез. докл. Международн. Научно- техн. конф. Минск.1997.С.66-69

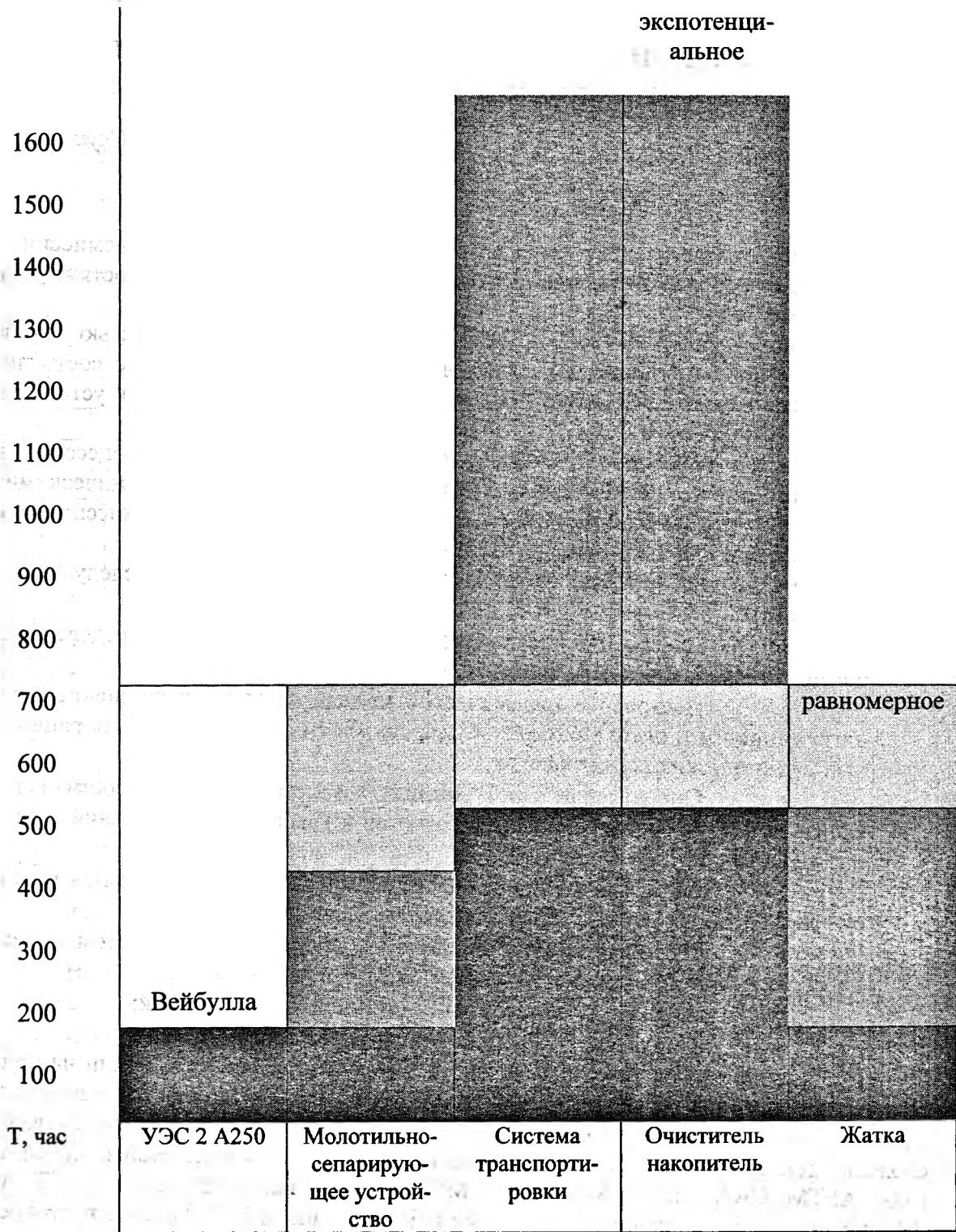


Рисунок. Нормирование наработки на отказ основных компонентов зерноуборочного комплекса КЗР -10 "Полесье-Ротор"

НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРСНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

*Институт надежности машин Национальной Академии Наук
Минск, Беларусь*

Надежность трансмиссии определяется структурной схемой трансмиссии, надежностью ее отдельных элементов, а также корреляционными зависимостями между отказами элементов.

Надежность элементов трансмиссии следует оценивать вероятностью безотказной работы по внезапным отказам вследствие достижения критического состояния и распределением вероятности наработки до отказа вследствие развития усталостных повреждений.

Надежность элемента трансмиссии определяется случайным процессом эксплуатационного режима нагружения, размерами и формой, а также механическими характеристиками материала элемента. Ресурсное проектирование трансмиссий должно обеспечить на стадии проектирования заданные показатели надежности.

Процесс прогнозирования надежности трансмиссий включает следующие основные стадии /1/:

- Построение структурной схемы трансмиссии и определение требований к надежности ее агрегатов и элементов;
- Построение динамической модели системы, выполнение анализа нагруженности и оценка возможных вариантов с целью обеспечения рациональных динамических характеристик;
- Определение вероятностных характеристик надежности и долговечности на основании результатов расчетов и ускоренных испытаний агрегатов и отдельных деталей;
- Определение наиболее эффективных путей повышения надежности элементов, лимитирующих надежность трансмиссии;
- Прогнозирование надежности трансмиссии с учетом взаимной корреляции между отказами их элементов;
- Анализ результатов эксплуатационных испытаний;
- Оценка надежности проектируемой трансмиссии.

Концентрация научных исследований в области надежности машин на приоритетных направлениях ресурсного проектирования позволила за последние десятилетия сформулировать общие принципы, нормы и правила прогнозирования надежности сложных технических систем. Эти нормы и правила регламентированы отраслевыми (AIA, ASTM, CAA, , DOD, MOD, SAE, MP, OCT, PД) национальными (ГОСТ, ANSI, BS, DIN) и международными стандартами (IEC). Первый в СССР стандарт по прогнозированию надежности изделий при проектировании (ГОСТ 27.301-83) был разработан в Институте надежности машин Национальной Академии наук Беларуси.

Принципиальная схема прогнозирования надежности трансмиссии на стадии ресурсного проектирования представлена на рис.1 /1/.

На первом этапе составляется структурная схема надежности трансмиссии, отражающая зависимость надежности всей трансмиссии от надежности ее отдельных аг-

регатов и их элементов с учетом корреляционных зависимостей между отказами. При построении структурной схемы

Исходная информация									
1. Конструкторская документация 2. Банк данных об изделиях-аналогах 3. Результаты испытаний макетов, аналогов, промышленных образцов									
Иерархическая структурная схема надежности трансмиссии, Сигнальный граф, дерево отказов									
Динамическая схема и ее анализ									
Типовая модель эксплуатации и ее вариации									
Оценка надежности элементов трансмиссии									
Зубчатые передачи			Подшипники			Валы		Муфты	
Контактная Выносливость	Изгибная Вынос	Смятие	Излом	Контактная Выносливость	Статическая Прочность	Выносливость	Прочность	Износ	Прочность
Матрица корреляционных связей между отказами									
Прогнозирование надежности трансмиссии									
Оценка результатов ресурсного проектирования									

Блок-схема прогнозирования надежности изделий при проектировании

надежности используются методы блок-диаграмм, сигнального графа, дерева отказов, анализа видов, последствий и критичности отказов.

На последующем этапе прогнозирующего расчета ставится задача анализа динамических свойств системы и нагруженности ее элементов. Анализ динамических качеств трансмиссии позволяет выработать рекомендации по совершенствованию ее структуры. Исследуемая механическая система на данном этапе представляется в виде идеализированной динамической модели, состоящей из конечного числа сосредоточенных масс и жесткостей. На этом этапе выполняется анализ динамических свойств трансмиссии в целях недопущения или уменьшения опасности возможных резонансных колебаний. Желаемый результат достигается путем изменения структуры, варьирования величинами инерционно-жесткостных параметров элементов, включением в систему дополнительных корректирующих звеньев или принятием принципиально новых конструктивных решений.

Анализ собственных форм колебаний динамической модели трансмиссии позволяет оценить динамические качества возможных вариантов конструкции и выбрать наиболее рациональный еще на стадии проектирования. Критерий выбора имеет вид /1/:

$$H_k = \left(\sum_{\omega_{II} \in G} |q_k^j| \omega_j^2 \right) / \left(\sum_{\omega_I \in G} |q_k^i| \omega_i^2 \right), \quad (1)$$

где

q_k^j, q_k^i - нормированные амплитуды собственных форм,

ω_I, ω_{II} - собственные частоты сопоставляемых вариантов динамических систем,

G - область рабочего диапазона возмущающих частот.

Величина H_k является критерием изменения виброактивности анализируемой динамической системы при переходе от конструктивного варианта I к варианту II .

На этом же этапе осуществляется прогнозирование нагрузочного режима трансмиссии, включающее определение максимальных кратковременных нагрузок, лимитирующих прочность деталей трансмиссии и длительно действующих нагрузок, лимитирующих выносливость деталей.

При ресурсном проектировании нагрузочный режим трансмиссии может быть смоделирован одним из следующих способов:

- Статистической обработкой экспериментальных данных эксплуатационных испытаний модели-прототипа;
- Статистической моделью распределения удельных усилий, полученной на основании анализа эксплуатации машин аналогичного назначения;
- Статистической динамической моделью движения проектируемой машины по совокупности типовых эксплуатационных маршрутов.

Распределение динамических нагрузок в трансмиссии может быть описано нормальным, логарифмически нормальным распределением или распределением экстремальных значений.

Для описания распределения длительно действующих эксплуатационных нагрузок применяются нормальное, логарифмически нормальное или распределение Вейбулла.

Для прогнозирования надежности отдельных деталей используется линейная теория накопления повреждений. За расчетную нагрузку принимается максимальная, а длительность ее воздействия определяется с помощью коэффициента эквивалентного повреждения:

$$K_{eq} = \frac{1}{P_{max}^m} \int_0^{P_{max}} f(p) p^m dp, \quad (2)$$

где

$f(p)$ - плотность распределения удельного усилия P

p^{max} - максимальное значение удельного усилия,

m - показатель наклона кривой усталости.

Случайный характер эксплуатационного режима нагружения может быть описан распределением коэффициента эквивалентного нагружения. Выполненные исследования свидетельствуют, что, в первом приближении, это распределение может быть описано логарифмически-нормальным законом, параметры которого определяются на основании полученных для различных вариаций типовых условий эксплуатации конкретных значений коэффициентов эквивалентного повреждения K_{eq} методом наименьших квадратов [2,3].

Определение вероятностных характеристик надежности и долговечности типовых деталей трансмиссии выполняется по разработанным в ИНДМАШ НАНБ и достаточно апробированным в практике проектирования трансмиссий различного назначе-

ния методам /3,4/. Анализ результатов стендовых испытаний наряду с использованием литературных данных позволил получить распределения пределов выносливости типовых деталей трансмиссии (зубчатых передач, подшипников и валов), изготовленных из различных материалов.

Вероятность безотказной работы детали по отсутствию мгновенных отказов определяется выражением:

$$R = \int_{-\infty}^{+\infty} f_b(\sigma_b) \left[\int_{-\infty}^{\sigma_b} f(\sigma_{mx}) d\sigma_{mx} \right] d\sigma_b, \quad (3) \quad \text{где } f(\sigma_{mx}) - \text{плотность распределения}$$

максимальных расчетных напряжений, учитывающих внешнюю и внутреннюю динамику

$f_b(\sigma_b)$ - плотность распределения предела прочности материала детали.

Распределение наработки детали до отказа T определяется отношением двух распределений случайных величин:

$$T = C_p / C_1, \quad (4)$$

где C_p - распределение ресурса несущей способности детали; C_1 - распределение удельного ресурса, затрачиваемого на единицу наработки

$$C_p = \sigma_R^m N_0, \quad (5)$$

$$C_1 = \sum_{i=1}^n \alpha_i \sigma_{mxi}^m N_{1i} K_{eqi}, \quad (6)$$

σ_R - предел выносливости материала детали;

N_0 - базовое число циклов,

m - показатель наклона кривой усталости для рассматриваемого вида повреждения;

n - число типовых режимов нагружения;

σ_{mxi} - максимальная величина длительно действующего напряжения на i -ом режиме нагружения;

α_i - доля i -го режима нагружения в общем ансамбле нагружения;

N_{1i} - число циклов нагружения на единицу наработки.

Надежность детали оценивается вероятностью безотказной работы по возникновению внезапных отказов и расчетной долговечностью до критического развития постепенных отказов усталостного характера.

Результаты расчетного прогнозирования долговечности дополняются анализом экспериментальных данных ускоренных лабораторных и эксплуатационных испытаний.

При прогнозировании надежности трансмиссии по определяемым значениям надежности ее элементов используются методы структурной надежности систем, такие как метод дерева отказов, метод критических отказов, метод блок-диаграмм и другие.

В частном случае при последовательном соединении элементов надежность трансмиссии определяется выражением:

$$R \approx \prod_{i=1}^n R_i + [\min(R_i) - \prod_{i=1}^n R_i] \tilde{K}, \quad (7)$$

где \tilde{K} - средне взвешенный коэффициент корреляции между условными отказами элементов определяется выражением:

$$\bar{K} = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n (P_i/P_j)}{n(n-1)}, \quad (8)$$

P_i/P_j при $i \neq j$ - условная вероятность отказа i -го элемента, если отказ j -го элемента имеет место.

Рекуррентное применение выражения (7) позволяет последовательно прогнозировать надежность вала в сборе, агрегата и всей трансмиссии в целом с достаточной для практических целей точностью.

Разработанные в ИНДМАШ НАНБ методы прогнозирования надежности трансмиссий мобильных машин реализованы в виде пакетов программ для ПЭВМ. Методы прошли широкую апробацию при ресурсном проектировании трансмиссий на ряде автомобильных и тракторных заводов СНГ.

Литература. 1.O.V.Berestnev The Prognostication and Reliability Increasing of Drive Mechanisms. Proceedings of Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. Oulu, Finland, 1999, v.6, pp.2418-2423. 2.O.V.Berestnev, Y.L.Soliterman, A.M.Goman The Reliability Prognostication of Robot Mechanism Mechanical Drive. Proceedings of Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. Oulu, Finland, 1999, v.7, pp.2741-2746. 3. Солитерман Ю.Л., Славина Н.Б. Прогнозирование надежности деталей и агрегатов трансмиссий самоходных машин.- Мн.: БелНИИНТИ,1992. -78с. 4.Цитович И.С., Берестнев О.В. Пути повышения надежности машин. - Мн.: Наука и техника,1979,-88с.

УДК 531.43/46+539.388.1⇒539.43

Л.А. Сосновский

О РЕСУРСНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПО РАЗЛИЧНЫМ КРИТЕРИЯМ ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ (ВОПРОСЫ МЕТОДОЛОГИИ)

НПО ТРИБОФАТИКА
Гомель, Беларусь

1. *Введение.* Поверхностное повреждение и объемное разрушение, как правило, лимитируют ресурс нагруженных механических систем и их элементов. В работах [1 – 2] дана сводка явлений, приводящих к основным типам деградации материалов в конструкциях. Как следует из них, в первом приближении должны быть принципиально поставлены и решены задачи оценки ресурса элементов конструкций (объемное – усталостное разрушение), пар трения (поверхностное – износное повреждение) и силовых систем (комплексное – износоусталостное повреждение и разрушение). С методологической точки зрения эти задачи можно представить, конкретизируя их, скажем, применительно к широко распространенной и ответственной системе коленчатый вал/подшипник скольжения, следующим образом.

Если речь идет об объемном разрушении, рассматривается элемент конструкции, например, шейка коленчатого вала, предельное состояние которой обусловлено сопротивлением механической усталости. Пусть σ – действующее циклическое напряжение. Тогда находят (экспериментально или расчетным методом) вероятность отказа $F(\sigma)$

шейки вала по критериям сопротивления усталости, за которые обычно принимают предел выносливости σ_R и/или усталостную долговечность N_σ .

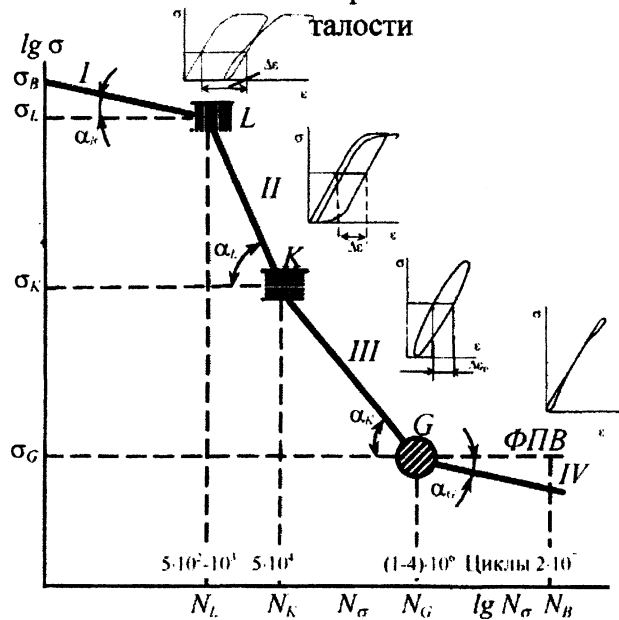
Если речь идет о поверхностном повреждении, рассматривается пара трения, например, коренная шейка вала/опорный подшипник скольжения. Пусть $\tau_w = fp_a$ - удельная сила трения (фрикционное напряжение), где f - коэффициент трения, p_a - контактное давление. Тогда находят (расчетным методом или экспериментально) вероятность отказа $F(\tau_w)$ по критериям износостойкости, за которые обычно принимают интенсивность изнашивания I_h и/или долговечность по износу N_τ .

Если, наконец, речь идет о комплексном - износоусталостном повреждении и разрушении, то рассматривается силовая система, например, шейка коленчатого вала/подшипник шатуна, предельное состояние которой обусловлено обоими повреждающими явлениями - износом и усталостью. Пусть σ и τ_w - действующие одновременно напряжения. Тогда находят (расчетным методом или экспериментально) вероятность отказа $F(\sigma, \tau_w)$ и/или долговечность $N(\sigma, \tau_w)$ по комплексным критериям сопротивления износоусталостным повреждениям, за которые принимают интенсивность изнашивания $I_h(\sigma)$, определяемую с учетом влияния циклических напряжения σ , и предел выносливости $\sigma_R(\tau_w)$, который устанавливают с учетом влияния фрикционного напряжения τ_w .

Использование таких процедур для целей ресурсного проектирования становится возможным в общем случае, если предельное состояние изучаемых объектов оказывается описанным при различных видах деформации (упругая, упругопластическая, пластическая) и при различных видах изнашивания (механическое, коррозионно-механическое, окислительное).

Ниже обсуждается единый подход к оценке предельного состояния и ресурса элементов конструкций, пар трения и силовых систем.

Рис.1. Схема полной кривой механической ус-



2. *Объемное разрушение.* Все многообразие предельных состояний элементов конструкций при циклическом нагружении может быть описано с помощью (например, экспериментально полученной) полной кривой усталости (рис.1) [3], где N_σ - число циклов до разрушения объекта (его ресурс). На этой кривой обнаруживаются четыре характерных участка: I - квазистатическая, II - малоцикловая, III - многоцикловая, IV - высокоресурсная усталость. Не вдаваясь в физические механизмы этого явления (подробно описанные, например, в работе [4]), заметим лишь, что они обусловлены механикой деформирования: открытая петля пластического гистерезиса (I), незамкнутая петля упругопластического гистерезиса (II), замкнутая петля механического гистерезиса (III) и вырожденная петля механического гистерезиса (IV). Пререход от одного к другому типичному виду усталостного

повреждения и разрушения контролируется критическими напряжениями $\sigma_L, \sigma_K, \sigma_G$, которым соответствует характерный ресурс N_L, N_K, N_G .

Уравнение любого из участков на рис.1 имеет вид

$$\sigma^{m_\sigma} N_\sigma = C_\sigma, \quad m_\sigma = \text{ctg} \alpha, \quad (1)$$

где C_σ - постоянная. Так, для участка III и, следовательно, для расчета ресурса при $\sigma_K < \sigma < \sigma_G$ в соответствии с рис.1 из (1) получаем

$$N_\sigma = C_\sigma / \sigma^{m_\sigma}, \quad C_\sigma = \sigma_G^{m_\sigma} N_G. \quad (2)$$

Как известно, механическая усталость – явление сложное, поэтому сопротивление усталости элемента конструкции зависит от многих и различных факторов; их анализ нетрудно найти в литературе (см., например, [5]). В уравнениях типа (2) учтено ограниченное число определяющих факторов – только те из них, которые обуславливают величины параметров σ_G, m_σ, N_G . Более информативным является уравнение

$$N_\sigma = \left\{ \left[1 - \left(1 - \frac{V_{py}}{V_0} \right)^{m_V \cdot i \cdot q_\sigma} \right]^{1/h_\sigma} \right\}^{-1}, \quad (3)$$

построенная с учетом масштабного эффекта (V_{py}/V_0), состава и строения материала (m_V) и процессов его упрочнения-разупрочнения при циклическом деформировании (h_σ, q_σ). Здесь опасный объем [6]

$$V_{py} = \iiint_{\sigma > \sigma_{R \min}} dx dy dz \quad (4)$$

определяется уровнем действующего напряжения $\sigma > \sigma_{R \min}$, где $\sigma_{R \min}$ - нижняя граница рассеяния пределов выносливости, не зависящая от размеров элемента конструкции с рабочим объемом V_0 , m_V - параметр дефектности (изотропности) материала, h_σ и q_σ - параметры упрочнения-разупрочнения ($h_\sigma > 1$ и $q_\sigma = 1$ для циклически разупрочняющихся, $h_\sigma = 1$ и $q_\sigma > 1$ для циклически упрочняющихся, $h_\sigma = 1$ и $q_\sigma = 1$ для циклически стабильных материалов). Методики определения всех этих параметров изложены, например, в работе [6].

Важное достоинство уравнения (3) состоит в том, что оно применимо в любом

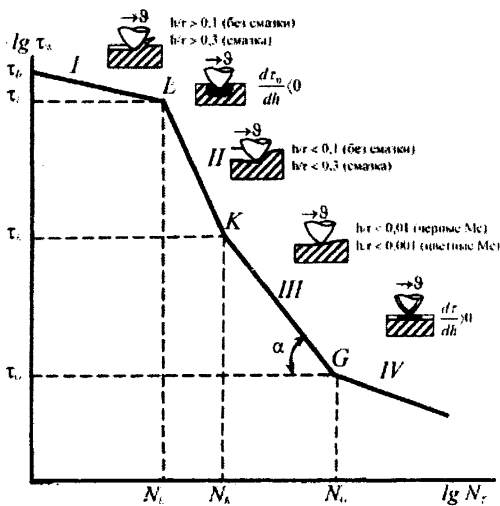


Рис.2. Схема кривой предельных состояний при трении и изнашивании

диапазоне изменения циклических напряжений. В самом деле, при $\sigma = \sigma_b$, σ_b - предел прочности, имеем $V_{py}/V_0 = 1$ и, следовательно, $N_\sigma = 1$, и если $V_{py} = 0$ (когда $\sigma < \sigma_{R \min}$), то $N_\sigma \rightarrow \infty$, как это и должно быть.

3. Поверхностное повреждение. Все многообразие предельных состояний пары трения при ее контактом нагружении может быть описано с помощью (например, экспериментально полученной) кривой, представленной на рис.2, где N_r - долговечность по износу. Характер-

ные участки на этой кривой соответствуют квазистатическому (I), малоцикловоому (II), многоцикловоому (III) и многоресурсному (IV) поверхностному повреждению предельной величины. Не вдаваясь в механизмы трения и изнашивания в зависимости от уровня контактной нагрузки (описанные, например, в работах [7, 8]), заметим лишь, что они обусловлены механикой деформирования при трении, которая иллюстрируется движением (со скоростью v) единичной поверхности с радиусом r , внедренной в плоскость на глубину h [8]: микрорезание (I), пластическое отгеснение (II), упругое отгеснение (III), разрушение пленок (IV). Когезионный отрыв обнаруживается на стыке участков I и II.

Уравнение любого из участков на рис.2 имеет вид

$$\tau_w^m N_r = C_r, \quad m_r = ctg\alpha, \quad (5)$$

где C_r - постоянная. Так, для участка III и, следовательно, для расчета ресурса по износу в интервале напряжений $\tau_k < \tau_w < \tau_G$ в соответствии с рис.2 из (5) получаем

$$N_r = C_r / \tau_w^m, \quad C_r = \tau_G^m N_G. \quad (6)$$

Уравнение (6) в ряде случаев оказывается недостаточно информативным, как и аналогичное ему уравнение (2). В таких случаях можно использовать формулу

$$N_r = \left\{ \left[1 - \left(1 - \frac{S_{pr}}{S_k} \right)^{m_k q_2} \right]^{1/h_r} \right\}^{-1} \quad (7)$$

аналогичную (3). Здесь динамический опасный объем при трении для любого из двух ($j = 1, 2$) элементов

$$S_{pr} = \left(\iiint_{\tau_w > \tau_{fmin}} dx dy dz \right) l_{u.w.} \quad (8)$$

определяется уровнем действующих фрикционных напряжений $\tau_w > \tau_{fmin}$, τ_{fmin} - нижняя граница рассеяния предельных напряжений, не зависящая от размеров рабочего объема S_k , $l_{u.w.}$ - протяженность данного элемента в направлении движения при трении, измеряемая вдоль центров тяжести опасного объема, параметры m_k , q_2 и h_r аналогичны таковым в уравнении (3), но устанавливаются применительно к специфическим процессам поверхностного повреждения.

4. *Износосталостное повреждение и разрушение.* Как отмечалось выше, износосталостное повреждение силовых систем - это комплексное повреждение в том смысле, что оно есть результат взаимодействия повреждений, обусловленных контактной и внеконтактной нагрузками. Сопоставление рис.1 и 2 показывает: такие взаимодействия могут быть весьма многообразными и сложными. Так, при деформировании элемента силовой системы в многоцикловоой области (участок III на рис.1) процессы трения и изнашивания могут быть реализованы по любому из механизмов (участки I - IV на рис.2).

Поскольку многообразные и многочисленные акты и эффекты взаимодействия повреждений различных типов не могут быть точно описаны и предсказаны, вводится представление о взаимодействии опасных объемов при циклическом деформировании (V_{pr}) и при трении (S_{pr}), которые и содержат реальный комплекс повреждений, порождаемых полями напряжений (деформаций) от контактной и внеконтактной нагрузок. Комплексный опасный объем в силовой системе

$$W_{pr} = \varphi(S_{pr}, V_{pr}) \quad (9)$$

может служить эквивалентом комплексных повреждений, поскольку его величина пропорциональна уровню действующих напряжений (τ_w, σ) и количеству (концентра-

ции) повреждений, в том числе накапливаемых во времени. Исходя из этих соображений получим уравнение для ресурса силовой системы

$$N(\sigma, \tau_w) = \left\{ \left[1 - \left(1 - \frac{W_{py}}{(1-D)V} \right)^{m_w/q_w} \right]^{1/h_w} \right\}^{-1} \quad (10)$$

где D - параметр, обусловленный коррозионными процессами повреждения [2], а относительный опасный объем W_{py}/V определяют с учетом функции (9) в зависимости от того, по какому именно критерию достигается предельное состояние системы. Если реализуется объемное усталостное разрушение, тогда как процессы повреждения вследствие трения и изнашивания являются сопутствующими (так называемый прямой эффект [1, 2]), то принимается

$$\frac{W_{py}}{V} = \varphi_1 \left(\frac{V_{py}}{V_0}, \frac{S_{py}}{V_0} \right) = \frac{V_{py}}{V_0} \left[1 + \frac{S_{py}}{V_{py}} \left(1 - \frac{V_{py}}{V_0} \right) \right] R_{\sigma/\tau} \quad (11)$$

Если предельное состояние достигается по критерию критического износа (поверхностное повреждение), тогда как процессы механической усталости от действия циклических напряжений являются сопутствующими (так называемый обратный эффект), то принимается

$$\frac{W_{py}}{V} = \varphi_2 \left(\frac{S_{py}}{S_k}, \frac{V_{py}}{S_k} \right) = \frac{S_{py}}{S_k} \left[1 + \frac{V_{py}}{S_{py}} \left(1 - \frac{S_{py}}{S_k} \right) \right] R_{\tau/\sigma} \quad (12)$$

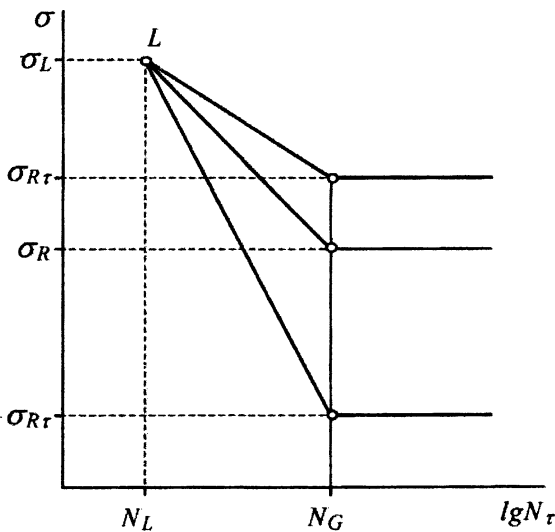


Рис.3. Схематизация кривых усталости по критерию объемного разрушения (прямой эффект)

дятся в единой точке $L(\sigma_L, N_L)$ и все они имеют одинаковую абсциссу N_G перелома. Тогда получим

$$N_{\sigma}(\tau_w) = N_G \left(\frac{\sigma_R \varphi_{\sigma}(\tau_w)}{\sigma} \right)^{m_{\sigma} \varphi_m(\tau_w)} \quad (13)$$

где функции

$$\varphi_m(\tau_w) = \frac{\lg(\sigma_R/\sigma_L)}{\lg(\sigma_R \varphi_{\sigma}(\tau_w)/\sigma_L)}, \quad \varphi_{\sigma}(\tau_w) = \sqrt{\frac{1 - \tau_w^2}{R_{\sigma/\tau} \tau_f^2}} \quad (14)$$

Аналогично при обратном эффекте

В формулах (11) и (12) R - параметр взаимодействия [2].

Нетрудно увидеть, что из уравнения (10) с учетом (11) или (12) получаются (соответственно принимая $S_{py} = 0$, либо $V_{py} = 0$) формулы (3) и (7).

Можно использовать и другой подход для оценки ресурса силовой системы в случае реализации прямого (тогда $N(\sigma, \tau_w) = N_{\sigma}(\tau_w)$) или обратного (тогда $N(\sigma, \tau_w) = N_{\tau}(\sigma)$) эффектов. Так, при прямом эффекте схематизируем кривые предельного состояния согласно рис.3, где предел выносливости σ_{Rt} , определяемый с учетом влияния сил трения, может быть $\sigma_{Rt} < \sigma_R$, либо $\sigma_{Rt} > \sigma_R$ [2]. Здесь принято, что левые ветви всех кривых усталости сходятся в единой точке $L(\sigma_L, N_L)$ и все они имеют одинаковую абсциссу N_G перелома.

$$N_r(\sigma) = N_G \left(\frac{\tau_f \varphi_r(\sigma)}{\tau_W} \right)^{m_r \varphi_m(\sigma)} \quad (15)$$

где функции

$$\varphi_m(\sigma) = \frac{\lg(\tau_f / \tau_L)}{\lg(\tau_f \varphi_r(\sigma) / \tau_L)}, \quad \varphi_r(\sigma) = \sqrt{\frac{1}{R_{\tau/\sigma}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_R^2}} \quad (16)$$

Важное достоинство формул (13) и (15) состоит в том, что ресурс силовых систем и при прямом, и при обратном эффектах вычисляется с использованием только обычных параметров кривых механической (σ_R, m_σ, N_G) и фрикционной (τ_f, m_τ, N_G) усталости, как это следует из формул (14) и (16).

Заключение. Формулы (2), (6), (13), (15) либо формулы (3), (7), (10), с учетом (11) и (12) могут, по-видимому, служить основой ресурсного проектирования элементов конструкций (по критерию объемного усталостного разрушения), пар трения (по критериям поверхностного износового повреждения) и силовых систем (по комплексному критерию износоусталостного повреждения и разрушения) на базе того или иного, но единого для всех объектов методологического подхода.

Литература. 1. Трибофатика. Термины и определения. (Межгосударственный стандарт ГОСТ 30638-99). – М.: 24 с. 2. Сосновский Л.А., Трощенко В.Т., Махутов Н.А. и др. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика). – Гомель, Киев, Москва, Ухань, 2001. – 170 с. 3. Сосновский Л.А., Махутов Н.А. О полной кривой усталости // Заводская лаборатория, 1995, №5. – С. 33 – 34. 4. Иванова В.С., Теретьев В.Ф. Природа усталости металлов. – М.: Металлургия, 1975. – 456 с. 5. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Справочник в 2-х т.т. – Киев, Наукова думка. – 1330 с. 6. Сосновский Л.А. Статистическая механика усталостного разрушения. – Минск, 1987. – 288 с. 7. Багли Д. Поверхностные явления при адгезии и фрикционном взаимодействии. – М.: Машиностроение, 1986. – 359 с. 8. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

УДК 621.585 – 192

Альгин В.Б.

РЕСУРСНАЯ МЕХАНИКА МАШИН: СТАНОВЛЕНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ

*Научный центр проблем механики машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Ресурсные свойства относятся к фундаментальным, они присущи всем материальным объектам. Однако вопросы ресурса механических систем получили развитие и научное оформление сравнительно недавно. Особенностью ресурсной механики машин (РММ) является изучение ресурсных свойств не отдельных деталей, а механических систем в целом. Одним из основных источников ресурсной механики являются вероятностные методы расчета деталей машин, разработанные членом-корреспондентом АН БССР И.С.Цитовичем и его научной школой.

Становление ресурсной механики как научного направления связано со следующими тремя этапами.

Первый этап относится к концу 1970-х – середине 1980-х гг., когда был выделен и исследован класс объектов “мобильные машины”, обладающий двумя следующими характерными признаками [1, 2]:

- существенная вариация условий эксплуатации;
- наличие оператора (водителя), действия которого также вариативны, во многом определяют динамическую нагруженность и вносят существенный вклад в повреждаемость машины.

Указанные признаки присущи всем машинам, но особенно отчетливо они проявляются у мобильных. Разработанные для них методические положения в дальнейшем применяются и к другим типам машин.

Второй этап (конец 1980-х – середина 1990-х гг.) отмечен тем, что выделен круг вопросов ресурсного проектирования и сформулирована основная задача: выбор размеров конструктивных элементов, удовлетворяющих требованиям компоновки и ресурса сборочной единицы в целом [3 - 7]. Эта задача включает в себя как составную часть прогноз ресурса сборочной единицы.

Задача имеет многовариантный и итеративный характер, решается последовательным приближением. В каждом итеративном цикле выполняется прогнозирующий ресурсный расчет. Выделены так называемые динамически зависимые элементы, выбор размеров которых невозможен без проведения динамического расчета. Показано, что необходима интеграция динамического расчета в процедуру ресурсного проектирования.

Третий этап (с середины 1990-х гг.) соответствует оформлению РММ как научного направления, предмет которого – ресурсные свойства машиностроительных систем [8]. Базовым при этом является принцип ресурсно-зависимого поведения элементов в нагруженной механической системе. С использованием машиностроительной терминологии – это принцип ресурсно-зависимого поведения элементов, организованных в конкретный машиностроительный объект. Иначе говоря, ресурсы различных деталей по их возможным предельным состояниям связаны из-за общих внешних и внутренних факторов, которые действуют в машинах. К главной проблематике РММ относится создание развитой ресурсной теории нагруженной сборочной единицы.

Сравнение традиционного (инженерного, в духе курса “Детали машин”) подхода и РММ к расчету и проектированию машин представлено в таблице 1. Пояснения к сопоставляемым аспектам в более полном виде даны в [8].

В общенаучном, междисциплинарном отношении наибольшее значение имеет расчет ресурса системы. С возникновением теории надежности этот вопрос стал формулироваться в явном виде. Однако чисто математические подходы, основанные на перемножении вероятностей безотказной работы отдельных элементов в предположении об их независимости, оказались непригодными.

Проблемы построения расчета системы, исходя из данных об отказах элементах, проанализированы в [9]. В качестве наиболее эффективного средства расчета систем при неполной информации, к которой в математической теории надежности относится информация о зависимостях элементов, предлагается интервальный подход, позволяющий оценить интервал возможных значений показателей надежности.

Промежуточное положение между математической теорией надежности и инженерными подходами занимает направление в теории надежности, которое можно назвать механическим [10].

Сравнение подходов механической теории надежности и ресурсной механики приведено в таблице 2.

В механической теории надежности рассматривается подход “нагрузка – ресурс конструкции” с учетом возможных вариаций нагрузок и свойств материалов. Такая схема в наибольшей степени применима к строительным конструкциям, сооружениям.

Таблица 1

Сравнение подходов к расчету и проектированию машин

Традиционный подход	Ресурсная механика машин
Выбор размеров конструктивных элементов (типоразмеров комплектующих) при проектировании	
Проектный расчет размеров конструктивного элемента на основе приближенных, эмпирических зависимостей	Последовательное приближение – многошаговая процедура, включающая прогноз ресурса механической системы в целом
Расчет элементов	
Расчет напряженного состояния элемента (расчетные напряжения, нагрузки)	Расчет ресурса с использованием ресурсной формы моделей предельных состояний элементов
Оценка работоспособности на основе коэффициенты запаса по долговечности, прочности	Вероятностный расчет ресурса на основе моделей постепенных и внезапных отказов
Расчет по схеме: нагрузка – прочность	Расчет по схеме: условия эксплуатации – ресурс; получение данных для ресурсно-прочностных зависимостей
Описание условий эксплуатации (отчетливое представление об условиях эксплуатации парка машин – основа проектирования)	
Характерные нагрузки, кривые распределения нагрузок в стабилизированных условиях эксплуатации, обобщенные нагрузочные режимы	Вариация общих условий эксплуатации (имитационная модель продолжительности работы машин в отдельных регламентированных условиях эксплуатации)
Учет действий оператора	
Косвенный учет действий оператора в общем уровне коэффициента внешних динамических нагрузок	Комплекс параметров, описывающих действия оператора по выбору режима работы машины и условий смены режимов (реализационное рассеяние условий эксплуатации) Решение динамических задач
Расчет ресурса системы (фундаментальность проблемы – учет зависимого поведения элементов в системе)	
Формула структурной теории надежности: $P = \prod P_i$ и другие типа $P = (1 - a_s) \prod P_i + a_s$, основанные на информации о вероятности безотказной работы P_i отдельно рассматриваемых элементов	Многоуровневая схема, воспроизводящая процессы, обуславливающие поведение элементов, начиная с уровня общих условий эксплуатации машин Методики расчета, учитывающие организованное поведение элементов в системе

Таблица 2 Сравнение механического направления теории надежности (ТН) и ресурсной механики машин

<p>Механическое направление ТН</p> <p>Подход к задаче проектирования</p> <p>В явном виде не рассматривается</p>	<p>Ресурсная механика машин</p> <p>Выбор размеров конструктивных элементов исходя из ресурсных требований к системе в целом</p>
<p>Подход к задаче прогнозирования ресурса</p>	
<p>Прогнозирование ресурса по схеме "пространство воздействий (нагрузок) – пространство качества объекта", где пространство качества объекта – конечное число параметров, характеризующих степень повреждения его основных узлов и деталей [10]</p>	<p>Принцип ресурсно-зависимого поведения элементов в механической системе. Изучение и классификация основных ресурсных зависимостей. Разработка структурированных схем прогноза ресурса, направленных на воспроизведение основных зависимостей элементов [11]</p>
<p>Основные методы прогнозирования ресурса</p>	
<p>Метод условных функций надежности, фактически сводящийся к численным или имитационным процедурам</p>	<p>Система методов, используемых в зависимости от реализуемой схемы прогноза ресурса</p>
<p>Область разработки и основного применения методов</p>	
<p>Строительная механика</p>	<p>Мобильные машины</p>
<p>Сквозные примеры, иллюстрирующие методологию и методы</p>	
<p>Не приводятся</p>	<p>Прогноз ресурса трансмиссии с использованием ресурсно-прочностных зависимостей и другие [3–8, 11]</p>

Модели, используемые в РММ, имеют более широкий характер, чем схема "нагрузка-прочность" или "нагрузка-ресурс". Они охватывают описание условий эксплуатации, рабочие процессы машин и агрегатов, процессы повреждения, предельные состояния деталей, логику отказов деталей, агрегатов, машины в целом. Их можно характеризовать как механико-логические. Логическая часть описывает наступление предельных состояний машины в зависимости от предельных состояний агрегатов, агрегатов – в зависимости от деталей, деталей – в зависимости от предельных состояний их конструктивных элементов.

Структура моделей в РММ формируется таким образом, чтобы обеспечить согласование процессов и параметров, определяющих ресурс системы в целом, т.е. она направлена на реализацию зависимостей элементов ресурсной системы. Классификация и математическое описание характерных зависимостей элементов механических систем приведены в [11].

К методам РММ относится имитационное моделирование, поскольку учет ряда зависимостей элементов без имитации их поведения невозможен. Однако, чисто имитационным (микро) уровнем обойтись нереально из-за большой размерности систем (в этом одно из методологических отличий РММ от подхода механической ТН). Обязательно присутствуют макроуровневые подходы, основанные на численных методах и аналитических зависимостях. Выбор модели и метода определяется особенностями объекта и теми связями элементов, которые необходимо учесть.

Вероятностный подход и учет зависимостей элементов – эти особенности определяют задачи, присущие РММ, как задачи "неорганизованной сложности". Методология этих задач, занимающих промежуточное положение между чисто детерминированными задачами и чисто стохастическими, в науке наименее разработана. Поэтому любые содержательные наработки РММ обогащают и развивают общесистемные исследо-

вания. В частности, вопросы создания развернутой классификации зависимостей элементов, их формализованное описание и использование в моделях расчета ресурса технических объектов является первоочередным направлением развития РММ.

Второе направление – перенос идей расчета сложных систем из ресурсной области в область функциональных расчетов машин.

Для мобильной техники оценка функциональных свойств основывается на средней скорости и расходе топлива. Общий показатель ресурсных и функциональных свойств можно представить в виде вероятности того, что средняя скорость машины окажется выше некоторой базовой, а расход топлива ниже уровня, принятого за базовый, и при этом ресурс превысит нормативный

$$P(v > v_0, Q < Q_0, L > L_0), \quad (1)$$

где v , Q , L – случайные величины; v – средняя скорость машины на наработке L_x ; Q – расход топлива на наработке L_x ; L – наработка (ресурс); L_0 – нормативная наработка; v_0 , Q_0 – значения средней скорости и расхода топлива, принятые в качестве базовых.

Основные варьируемые факторы – это общие условия эксплуатации машин, квалификация водителей, загрузка машин, их техническое состояние, несущая способность конструктивных элементов. В простейшем варианте, а также для сравнительных оценок можно использовать первый и последний из приведенных факторов.

Реализация данного направления позволит отказаться множества противоречивых критериев, используемых при оценке функциональных свойств машин, даст возможность оценивать комплекс ресурсно-функциональных свойств техники. Указанное направление можно охарактеризовать как “Ресурсно-функциональная механика машин”.

Литература. 1. Алыгин В.Б. Динамика и надежность трансмиссий мобильных машин. Автореф. дис...канд. техн. наук. – Минск: БПИ, 1979. – 23с. 2. Алыгин В.Б. Проблемы оценки надежности механических систем мобильных машин. – Минск: БПИ, 1980. – 7с. Деп. в БелНИНТИ 20.05.80. № 164. 3. Алыгин В.Б. О расчете надежности механических систем с учетом связей нагрузочных режимов элементов // Вестн АН БССР. Сер. физ.-техн. наук. 1985. № 1. С. 117. (Деп. в ВИНТИ 05.04.84. рег. № 1951-84 Деп. – 15с.) 4. Цитович И.С., Алыгин В.В., Грицкевич В.В. Анализ и синтез планетарных коробок передач автомобилей и тракторов. – Минск: Наука и техника. 1987. – 224с. 5. Алыгин В.Б. Методика прогнозирования надежности и функциональных размеров сборочных единиц машин при проектировании. Ч.1. Общая схема прогноза надежности механических элементов и систем. – Минск: НИДМАШ АН БССР, 1988. – 40с. 6. Алыгин В.Б. Прогноз надежности сборочных единиц на основе многоуровневой модели рабочего процесса машины // Надежность и контроль качества. – 1988. № 10. – С. 13–18. 7. Алыгин В. Б. Научные основы ресурсного проектирования трансмиссий. Автореф. дис...д-ра техн. наук. – Минск: ИНДМАШ АН Беларуси. 1995. – 35с. 8. Алыгин В. Необходимый этап перехода. От расчетов деталей – к ресурсной механике машин // Инженер-механик. – 2000. № 3. – С. 21–23. 9. Гуров С.В., Уткин Л.В. Надежность систем при неполной информации. – СПб: Любавич, 1999. – 160с. 10. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1990. – 448с. 11. Алыгин В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. – Минск: Наука і тэхніка, 1995. – 256с.

РАСЧЕТ НАДЕЖНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН НА ОСНОВЕ ДИФфуЗИОННОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Институт проблем математических машин и систем НАН Украины

Киев, Украина

Современный подход к оценке прочности и долговечности машин и конструкций при проектировании должен базироваться на вероятностных расчетах, учитывающих рассеивание характеристик свойств материалов, условий нагружения и эксплуатации. Вероятностные методы расчета безотказности и долговечности деталей машин в настоящее время интенсивно разрабатываются [1-4] и заменяют детерминированные расчеты по допускаемым напряжениям. Расчет на усталость вероятностными методами позволяет определить функцию распределения ресурса детали, т.е. наиболее полную характеристику надежности детали и на ее основе оценить средний ресурс, гамма-процентный ресурс, вероятность безотказной работы за заданную наработку, остаточный ресурс, определить потребный объем запасных частей и т.д.

Методология вероятностного подхода при расчете надежности деталей машин сводится к решению следующих задач: определение расчетных характеристик сопротивления усталости деталей; определение расчетных характеристик нагруженности деталей; определение функции распределения ресурса (долговечности) детали. Методы расчета сопротивления усталости деталей достаточно хорошо разработаны в настоящее время применительно к различным типовым деталям [1-3]. Весьма важным, но еще недостаточно разработанным представляется вопрос оценки и учета нагруженности деталей особенно при нерегулярном широкополосном процессе нагружения. Выделение амплитуд напряжений, учитываемых при накоплении усталостных повреждений, производят по-разному. Предложено несколько методов схематизации случайных процессов, целью которых является получение функции распределения амплитуд напряжений, эквивалентной данному случайному процессу по степени усталостного повреждения [1]. Ряд исследователей используют для описания распределения амплитуд различные непрерывные функции распределения: β -распределение [3], экспоненциальное [5], чаще всего нормальное [1-5].

Основным недостатком существующих подходов представляется использование в качестве теоретических моделей распределения случайных величин (амплитуд нагружения, коэффициента запаса прочности, долговечности) нормального и логарифмически нормального законов, принятых из соображений удобства, не имеющих физического обоснования и обладающих рядом отрицательных свойств в данном приложении. В настоящей работе предлагаются методы расчета надежности механических элементов на основе использования функции распределения, которая специально построена для описания изучаемого явления. При этом сохраняется методология оценки характеристик сопротивления усталости, но определение характеристик нагруженности и функции распределения ресурса (долговечности) предлагается осуществлять с использованием диффузионного распределения (*DM*-распределения), рекомендуемого [6] в качестве модели отказов для механических объектов.

Статическая модель надежности "нагрузка-прочность" (однократное нагружение). Как известно [7], применение модели надежности типа "нагрузка-прочность" для расчета статической прочности механических конструкций сводится к следующему: необходимо определить вероятность того, что прочность элемента (системы) u превышает

нагрузку (напряжение) x , действующую на элемент, т.е. случайная величина $\eta = y/x$ (коэффициент запаса прочности) связана с вероятностью безотказной работы (ВБР) элемента P следующим соотношением:

$$P = \text{Вер}\left\{\frac{y}{x} \geq 1\right\} = \text{Вер}\{\eta \geq 1\}, \quad (1)$$

При таком подходе задача сводится к оценке функции распределения случайной величины η . Учитывая универсальный характер функций диффузионных распределений, принимается гипотеза о том, что распределение случайной величины η имеет функцию типа DM -распределение, параметры которого просто определяются через средние значения и коэффициенты вариации случайных величин x и y при условии независимости последних:

$$F(\eta) = DM(\eta; s, \nu) = \Phi\left(\frac{\eta - s}{\nu\sqrt{s\eta}}\right), \quad (2)$$

где $\Phi(\cdot)$ - функция нормированного нормального распределения; $s = S_y / S_x$; $\nu = \sqrt{V_y^2 + V_x^2}$; S_y, S_x, V_y, V_x - соответственно средние значения и коэффициенты вариации случайных величин y и x .

Отметим, что ранее академик Н.С.Бернштейн [8] аналитически показал, что при условии положительности и нормальности случайных величин x и y и достаточно большом их отношении величина η имеет распределение вида (2).

Таким образом, искомая вероятность (1) с учетом (2):

$$P = \text{Вер}\{\eta \geq 1\} = \Phi\left(\frac{s - \eta}{\nu\sqrt{s\eta}}\right) \Bigg|_{\eta=1} = \Phi\left(\frac{s-1}{\nu\sqrt{s}}\right). \quad (3)$$

Динамическая модель "нагрузка-прочность" при многократном нагружении. Выше получена статическая модель зависимости надежности от распределений прочности и напряжения при однократном приложении нагрузки (3). Построим модель, позволяющую учитывать многократное приложение нагрузки и получить распределение наработки (ресурса) в зависимости от распределений прочности и нагружения.

Если предположить, что напряжение x_i и прочность y_i независимые случайные величины, тогда ВБР за N циклов нагружений:

$$P_N = P(\eta_1) \cdot P(\eta_2) \dots P(\eta_N) = \prod_{i=1}^N P(\eta_i), \quad (4)$$

где $P(\eta_i) = \text{Вер}\{\eta_i \geq 1\}$ - вероятность безотказной работы изделия в i -ом цикле.

В частности, если распределения случайных величин x и y не меняются с течением времени, а $P(\eta_i)$ определяется согласно модели (3), то

$$P_N = [P(\eta)]^N = \left\{ \Phi\left(\frac{s-1}{\nu\sqrt{s}}\right) \right\}^N, \quad (5)$$

Таким образом, располагая информацией (s, ν) , можно определить ВБР за заданное число циклов нагружения $N_{зад}$ или задаваясь уровнем $P_{зад}$ можно определить число циклов N или время.

Для того, чтобы на основании (5) определить полную характеристику - закон распределения наработки (ресурса), необходимо принять априори функцию распределения, которая бы достаточно хорошо описывала изучаемое явление и параметры которой можно определить на основе имеющейся информации. Принимая в качестве теоре-

тической модели распределения ресурса изделия при многократном нагружении DM -распределение, с учетом (5) можно записать выражение для функции распределения:

$$F(t) = DM(t; \mu, \nu) = \Phi\left(\frac{t - \mu}{\nu \sqrt{\mu}}\right), \quad (6)$$

где $\mu = \ln 0,5 \left\{ N_E \ln \left[\Phi \left(\frac{S_y - S_x}{\sqrt{S_y S_x (V_x^2 + V_y^2)}} \right) \right] \right\}^{-1}$ - медиана распределения; N_E - число нагружений в

единицу наработки (час); t - наработка в часах; ν - коэффициент вариации ресурса.

Динамическая модель надежности при знакопеременном случайном нагружении.

В работе [9] приведена формализация закона распределения усталостной долговечности на основании анализа физических процессов накопления повреждений (развитие полос скольжения, пластической деформации, возникновение субмикротрещин, приращение усталостной трещины и др.) при знакопеременном случайном нагружении, где случайный процесс накопления повреждений при усталости представлен в виде непрерывного марковского процесса диффузионного типа, приводящий к функции распределения вида (6).

Конкретная физическая интерпретация параметров предлагаемого распределения открывает возможность для оценки параметров закона распределения усталостной долговечности, используя традиционные исходные данные. Медианное значение ресурса (параметр μ) можно определить, используя достаточно разнообразные методы расчета на основе кривых усталости. При этом порядок определения параметра масштаба сводится к следующему. Выделяют процессы разрушений (усталость при изгибе, кручении), приводящие к отказу или предельному состоянию детали, выбирают одну из возможных схем нагружения по каждому определяющему параметру. Далее определяют: параметры нагруженности (максимальную амплитуду напряжений $\sigma_{a_{\max}}(\tau_{a_{\max}})$, коэффициент вариации амплитуд напряжений ν_n); характеристики сопротивления усталости детали (предел выносливости $\sigma_{-10}(\tau_{-10})$ с учетом концентраторов напряжений, абсолютных размеров и качества обработки поверхности детали; показатель степени кривой усталости $m_\sigma(m_\tau)$ и абсциссу точки перелома кривой усталости N_G).

Учет нерегулярности нагружения осуществляется следующим образом. Если для описания распределения амплитуд напряжений (в том числе амплитуд в относительной форме $\sigma_a/\sigma_{a_{\max}}$) использовать DM -распределение, то достаточно просто может быть вычислен коэффициент эквивалентности циклов, который совпадает с начальным моментом m -го порядка закона распределения $f\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{a_{\max}}}\right)$, где m - показатель степени кривой усталости. И далее вычислить поправочные коэффициенты (a_1, a_m) , позволяющие учесть нерегулярность нагружения.

Основными статистическими характеристиками случайного процесса нагружения, на основании которых определяются коэффициенты (a_1, a_m) , являются среднее значение σ_a (или $\sigma_{a_{\max}}$) и коэффициент вариации амплитуд ν_n :

$$a_1 = \frac{1}{\sigma_{a_{\max}}} \int_0^{\sigma_{a_{\max}}} \sigma_a f(\sigma_a) d\sigma_a; \quad (7)$$

$$a_m = \frac{1}{\sigma_{a_{\max}}^m} \int_0^{\sigma_{a_{\max}}} \sigma_a^m f(\sigma_a) d\sigma_a. \quad (8)$$

Если принимается гипотеза, что распределение амплитуд нагружения (напряжения) описывается *DM*-распределением, то выражения (7) и (8) имеют следующие решения:

$$a_1 = 1 + v_n^2 U_q^2 / 2 - v_n U_q \sqrt{1 + v_n^2 U_q^2 / 4}; \quad (9)$$

$$a_m = \frac{a_1^m}{2} \left[\sum_{i=0}^m \frac{(m+i)! v_n^{2i}}{i!(m-i)! 2^i} + \sum_{i=0}^{m-1} \frac{(m-1+i)! v_n^{2i}}{i!(m-1-i)! 2^i} \right], \quad (10)$$

где U_q - квантиль нормированного нормального распределения уровня q ; q - доверительная вероятность оценки максимального значения ($\sigma_{a_{\max}}, F_{\max}, R_{\max}$); $m = INT [m_\sigma]$ или $m = INT [m_\tau]$; $INT[\cdot]$ - целая часть $[\cdot]$.

Статистические характеристики нагружения ($v_n, \sigma_{a_{\max}}$) определяют на основании анализа циклограмм по результатам тензометрирования.

При одномерном предельном состоянии (учет только изгибных напряжений или только напряжений кручения) параметр масштаба распределения (6) определяют как:

$$\mu_1 = \frac{K_p N_G}{N_E} (\sigma_{-1\sigma} / \sigma_{a_{\max}})^{m_\sigma} \quad \text{или} \quad (11)$$

$$\mu_2 = \frac{K_p N_G}{N_E} (\tau_{-1\sigma} / \tau_{a_{\max}})^{m_\tau}, \quad (12)$$

где K_p - коэффициент, учитывающий режим нагружения ($K_p = a_1 / a_m$); коэффициенты a_1 и a_m определяются согласно формулам (9) и (10).

Параметр формы (коэффициент вариации), как обобщенная характеристика процессов накопления повреждений и процессов распределения долговечности деталей машин, может быть оценен на основе многочисленных статистических данных об отказах аналогов. При отсутствии статистических данных можно использовать рекомендации по оценке коэффициентов вариации основных процессов разрушения, приведенные в [1,2,6,10].

Если оценены параметры распределения ресурса (долговечности) деталей, то это позволяет определить все основные показатели надежности.

Литература. 1. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени. М.: Машиностроение, 1993. 364 с. 2. Р 50-83-88. Рекомендации. Расчеты и испытания на прочность. Расчеты на прочность валов и осей. Введ.- 01.07.89. 3. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. Надежность машин. М.: Высшая школа, 1988. 238 с. 4. Капур К., Ламберсон Н. Надежность и проектирование систем: Пер. с англ./ Под ред. И.А. Ушакова. М.: Мир, 1980. 604 с. 5. Хазов Б.Ф., Дидусев Б.А. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования. М.: Машиностроение, 1986. 224 с. 6. ГОСТ 27.005-97 Надежность в технике. Модели отказов. Общие требования. Введ. - 01.01.99. 7. Болотин В.В. Статистические методы в строительной механике. М.: Стройиздат, 1965. 280 с. 8. Бернштейн С.Н. О кривых распределения вероятностей // Собр.соч. т.4. М.: Наука, 1964. С.108-114. 9. Стрельников В.П. Приложение теории марковских процессов к исследованию усталостной долговечности // Проблемы прочности. 1986. №2. С. 13-17. 10. Борисов Ю.С., Кугель Р.В. Выбор коэффициентов вариации ресурсов при прогнозе усталостной долговечности деталей на стадии проектирования //Труды НАТИ. Вып.241. М. 1975. С.31-36.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПУТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ЗЕРНОГРАНИЧНЫМИ ЭФФЕКТАМИ В КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЯХ.

ИНДМАШ НАНБ, ПО «БелАЗ»

Минск, Беларусь

Важным шагом дальнейшего изучения микро-и макроскопических аспектов пластической деформации и разрушения является развитие представлений о зарождении и развитии макролокализованной пластической деформации (МЛПД) в стали и о приоритетной роли приграничных объемов зерен при формировании свойств сталей и стальных деталей машин. В предложенной новой гипотезе МЛПД узлы сопряжения α -матрицы с приграничным аустенитом и мартенситом впервые рассмотрены как источники дислокаций и локальных напряжений, действующих в приграничных объемах зерен [1]. При этом основная роль отводится неравномерной, зернограничной концентрации меди и, следовательно, аустенита, как одной из причин избирательного транскристаллитного скольжения.

Предположение о высокой эффективности источника дислокаций при сопряжении γ и α -решетки обусловило интерес к исследованию возможности существования аустенита в приграничных объемах зерен. В отожженной феррито-перлитной стали 20X2H4A, содержащей примесную медь 0,15%, исследованием спектров ядерных магнитных резонансов (ЯМР) нами обнаружен аустенит в количестве $\sim 3\%$. Полученный результат дал основание смоделировать условия образования приграничной γ -фазы при последовательном долегировании Cu и Ni среднеуглеродистой стали, определить плотность дислокаций в приграничных зонах зерен и провести структурный анализ этих зон. Исследования проводились на образцах из трех малоуглеродистых сталей, отличающихся только содержанием меди и никеля: образец № 1 – сталь 20; образец № 2 – то же, с добавкой 0,5 % меди; образец № 3 – то же, с добавкой 0,5 % меди, 2,5 % никеля и 1,2% хрома.

Образцы стали были термообработаны по следующему режиму: нормализация с температуры $900 \pm 10^\circ\text{C}$, после выдержки 2 часа – высокий отпуск при $T_0 - 650 \pm 10^\circ\text{C}$ в течение 3 час, что исключало наличие остаточного аустенита и обеспечивало снятие фазового наклепа при $\gamma \rightarrow \alpha$ превращении. Просмотр фольги проводился в электронном микроскопе ЭМ-200 при напряжении 100 кВ..

Электронно-микроскопические исследования показали, что в нелегированной стали плотность дислокаций вблизи границы и в сердцевине ферритных зерен практически одинакова; при легировании только медью (образец № 2) плотность дислокаций несколько выше в приграничных объемах, при одном дополнительном долегировании никелем (образец № 3) это различие увеличивается (табл. 1).

В образце №3 по границам зерен феррита (в некоторых участках сплава) обнаружена прослойка другой фазы. Анализ полученных микроэлектроннограмм позволяет утверждать, что в смоделированном составе стали наблюдается аустенит. Таким образом идентификация аустенита в виде локальных зон у границ зерен и отмеченное увеличение плотности зернограничной дислокации (ЗГД) являются прямым подтверждением возникновения источника ЗГД вследствие сопряжения решеток α и γ -железа имеющих различающиеся собственные параметры.

Методами Auger- и Sims – спектроскопии установлено интенсивное выделение меди и таких аустенитообразующих элементов как Ni, Mn и C в пределах границ зерен

при нагреве до 800°C, причем наиболее интенсивно в интервале 450-500 °С.

Таблица 1. Плотность дислокаций на границах и в теле зерен исследуемых сталей

Сталь	Плотность дислокаций, 10^{10} см^{-2}	
	На границе	В сердцевине
1	0,7	0,7
2	5	4
3	7	4

Полученный результат позволил выдвинуть идею управления свойствами стали путем энергосберегающей термообработки за счет изменения расстояния l между источниками приграничных дислокаций в двух соседних зернах. Предполагается, что при этом достигается повышение равнопрочности границ зерен и снижение склонности стали к макролокализации пластической деформации. Формально это равнозначно увеличению значений параметра l в формуле (1). Чем больше абсолютные значения l , тем меньше влияние неизбежных вариаций l на изменение концентраций напряжений у вершин линий скольжения равных размеру зерна (L)

$$\sigma = (L/l)^{1/2}. \quad (1)$$

Соотношение (1) используется для определения концентрации напряжений в вершине полосы макроскольжения [2].

Ввиду того, что существование различных зернограницных прослоек является следствием высокого местного легирования аустенитообразующими, то увеличение l может быть осуществлено при относительно низких температурах нагрева, так как известно, что высоколегированный мартенсит распадается уже при 300-400°C [3]. Диффузия металлических элементов в стали при уровне температур, близком к указанному, уже может проявляться достаточно активно.

В то же время температура нагрева должна быть ниже температуры распада третичного цементита (~600°C), распад которого приводит к снижению служебных свойств углеродистых сталей [4]. Эта особенность сталей проявляется после нагрева выше 600°C и последующего охлаждения в воде. Поэтому в разрабатываемом методе температура нагрева принята в интервале 500-550°C.

При температурах нагрева 450-550°C можно ожидать превращения приграничного мартенсита в аустенит, а также дополнительного легирования приграничного аустенита как металлическими элементами, так и углеродом. При быстром охлаждении стали с указанных температур возможно увеличение толщины высоколегированной приграничной зоны зерна и, как результат, смещение к центру зерен узлов сопряжения кристаллических решеток, формирующих источники дислокаций в приграничных объемах. В этом случае расстояние между взаимодействующими источниками в соседних зернах увеличивается.

При прочих равных условиях такая термообработка может способствовать выравниванию концентраций элементов в искажениях решеток. Таким образом, избирательное распространение пластической деформации между соседними зернами в этом случае должно быть затруднено, а степень МЛПД должна быть уменьшена.

Предложенный метод основан на локальных структурных превращениях высоколегированных фаз и является обратимым процессом.

Микроспектральные анализы (Euger-спектрометрия, SIMS-спектрометрия вторичных ионов, Esha-рентгеновская фотоэлектронная спектрометрия) в основном подтвердили принципы, заложенные в предлагаемом энергосберегающем термоупрочнении. После нагрева стали 20 до 515-530°C и охлаждения ее в воде обнаружено обога-

щение приграничных слоев медью и никелем и обеднением углеродом (табл. 2). Ширина приграничного слоя, на котором происходит заметное обогащение медью с никелем, увеличивается более чем в 1,5 раза.

У углеродистых и низколегированных сталей после нагрева до 515-530°C и охлаждения в воде снижается внутреннее трение. (рис.1).

Таблица 2. Результаты количественного анализа образцов стали 20 при различных термообработках (образец по ГОСТ 9454-78, U - надрез. Излом при -196°C на воздухе. Esha-спектрометрия, скорость травления 1 нм/мин.)

Номер образца	Время травления	C_{Cu}/C_{Fe}	C_{Ni}/C_{Fe}	C_{Mn}/C_{Fe}	C_r/C_{Fe}	C_C/C_{Fe}
1	5	$4,3 \cdot 10^{-3}$	$1,2 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$	$1,2 \cdot 10^{-4}$	-
	40	$0,6 \cdot 10^{-3}$	-	$0,8 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$
2	5	$5,4 \cdot 10^{-3}$	$9 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-2}$	1,0	-
	40	$2,1 \cdot 10^{-3}$	$8 \cdot 10^{-3}$	$9 \cdot 10^{-3}$	$2,0 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$

Примечание: 1- нормализация; 2 - нагрев до 530°C и охлаждение в воде. Содержание примесей: Cu, Ni $\approx 0,15\%$.

Внутреннее трение - наиболее чувствительная характеристика начального периода микропластичности в стали. Поэтому отмечаемое снижение внутреннего трения после термоупрочнения с нагрева в 530°C можно рассматривать как следствие изменений, происходящих в приграничных объемах зерен, где, как отмечалось [5], возникают первые дислокации при указанном уровне напряжений. После рассматриваемой термообработки изменяются закономерности пластического деформирования на пределе текучести. Исчезает «зубчатость» на диаграмме растяжения. Одновременно повышается сопротивление изгибу и усталости. Предел текучести при изгибе и предел выносливости при растяжении увеличиваются на 15-20% (рис. 2, табл. 3).

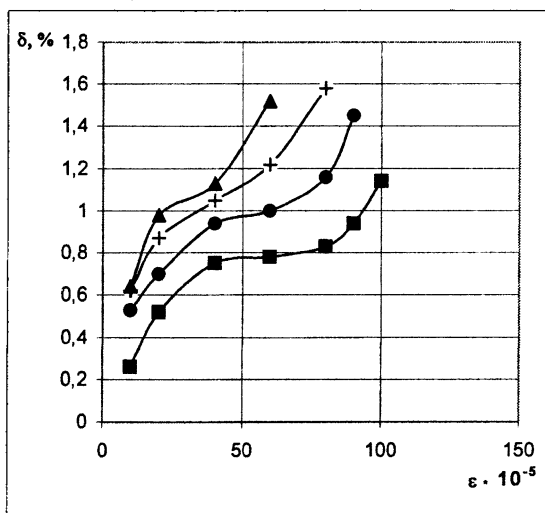


Рис.1. Декремент колебаний для образцов из сталей:

- ▲ 10ХСНД, ожиг;
- 10ХСНД, отжиг, термоупрочнение с 550 °С;
- + сталь 20, нормализация;
- сталь 20, нормализация, термоупрочнение с 550 °С.

Электронномикроскопическое исследование структуры границ зерен стали 10ХСНД после нормализации, последующего нагрева до 530°C и охлаждения в воде показало, что в зоне ферритных границ возникает «бахрома» из коротких дислокаций, т.е. граница как бы расширяется, становится более объемной (рис. 3). Такие явления

отмечаются в холоднотемпературных металлах [6]. Дополнительно следует указать на выпадение частиц на границах ферритных зерен.

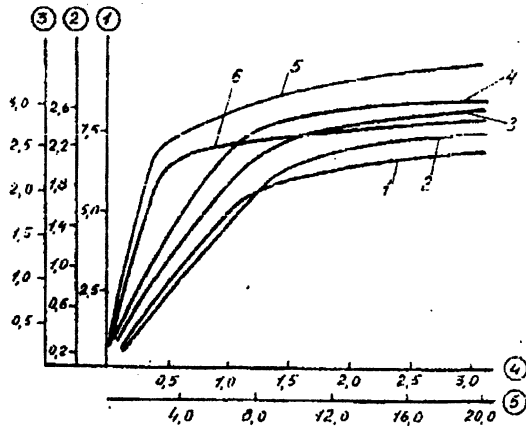


Рис.2. Упругопластический изгиб балок: 1 - сталь 20, нормализация 1, поперечный изгиб, оси 3-4; 2 - сталь 20, нормализация, «закалка» с 530°C, поперечный изгиб, оси 3-4; 3 - сталь 10ХСНД, отжиг, чистый изгиб, оси 2-4; 4 - сталь 10ХСНД, отжиг, «закалка» с 530°C, чистый изгиб, оси 2-4; 5 - сталь 22ГСМТЮ АКМ, «закалка», высокий отпуск, поперечный изгиб, оси 1-5; 6 - сталь 22ГСМТЮ (обычная выплавка), поперечный изгиб, оси 1-5

Основные результаты и выводы дополнительно проверены на модельных образцах, вырезанных из замочного основания (кольца) обода колеса БелАЗ 75191 в зоне расположения канавки под замочное кольцо. Указанный элемент конструкции является наиболее нагруженной частью обода, и его материал испытывает различный спектр нагрузок.

Таблица 3. Сопrotивление усталости стали 09Г2С при термоупрочнении: нагрев до 530°C и охлаждение в воде (изгиб с вращением)

Термообработка	Предел выносливости, МПа	Примечание
Нормализация	200	Образцы вырезаны из листа толщ. 20 мм вдоль прокатки
Нормализация, нагрев до 530°C, вода	230	



Рис.3. Электронная микрофотография структуры стали 10ХСНД после нормализации, нагрева до 530°C и охлаждения в воде (светлопольное изображение), увеличение в 15.000 раз

Кольца проходят операцию правки на калибровочном прессе. В результате на серийных кольцах появляются интенсивные, расположенные под углом 45° к оси обода следы макролокализованной пластической деформации. На кольцах, прошедших «закалку» с 550°C, линии сдвига не проявляются.

Сравнительные испытания на усталость образцов, вырезанных из ободьев, колес проведены на стандартной машине фирмы «Шенк» при частоте 10 Гц и коэффициенте асимметрии $R=0,2$. База испытаний $N=3 \cdot 10^6$ (рис.4).

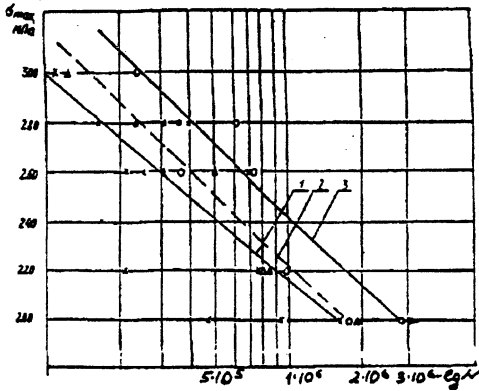


Рис.4. Долговечность модельных образцов обода колеса карьерного самосвала после различных видов термообработки: 1(X) – серийное исполнение обода (металл в состоянии поставки); 2(Δ) – нормализация обода; 3(O) – нормализация обода,нагрев до 550°C охлаждение в воде

Таким образом, полученные результаты свидетельствуют о том, что прошедшие в материале изменения привели к устранению неоднородной пластической деформации Людерса-Чернова, определяющей склонность материала к зарождению усталостного и хрупкого разрушения.

Проведенный комплекс исследований позволил предложить для внедрения в промышленности новые методы повышения работоспособности деталей машин, основанные на управлении внутренней химической и структурной однородностью стали.

Литература. 1.Моисеенко В.И., Мариев П.Л. О локализации пластической деформации в сталях // ДАН БССР. - 1989. - N7.- С.625-627. 2.Мак Лин Д. Границы зерен в металлах. - М.: Металлургиздат.- 1960. - 322 с. 3.Гуляев А.П. Металловедение: Учебник для вузов. 6-е изд., перераб. и доп. -М.: Металлургия. -1986. -544 с. 4.Гудремон Э. Специальные стали. В 2 т., -М.: Металлургия. -1966. -736 с. 5.Орлов Л.Г. Образование дислокаций на границах зерен как составная часть механизма ранних стадий пластической деформации. Тез. докл. I ВК "Структура и свойства границ зерен". – Уфа. –1983. - С.13-14. 6.Орлов А.Н., Перевезенцев В.Н., Рыбин В.В. Границы зерен в металлах. - М.: Металлургия.- 1980. - 154 с.

УДК 621. 81: 621 - 192

Почтенный Е.К., Капуста П.П.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СЛУЧАЙНОГО НАГРУЖЕНИЯ И ПОСТРОЕНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ БЛОКОВ

*Институт механики машин НАН Беларуси
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь*

Постановка задачи. Важной задачей машиностроения при создании мобильных машин, например автотранспортных средств, является проблема обеспечения требуемых ресурса элементов конструкций с учетом их эксплуатационного нагружения, кото-

рое как правило является случайным. Важнейшим недостатком экспериментальной оценки нагруженности является то, что ее возможно провести только на уже спроектированных и изготовленных реальных объектах, что увеличивает сроки создания и стоимость машин. Расчетная оценка эксплуатационной нагруженности и составление нагрузочных блоков на ранних этапах проектирования обязательна для проектной оценки их усталостной долговечности.

Для реализации поставленных задач необходима разработка методики расчетного прогнозирования нагруженности в механических напряжениях с учетом реальных условий эксплуатации создаваемых машин.

1. Прогнозирование эксплуатационного нагружения с использованием имитационного моделирования [1 - 3]. При этом моделируются дорожные условия (статистически задается микропрофиль дорог для проектируемого класса АТС, например – спектральная плотность неровностей), жесткие элементы машины (деформациями которых можно пренебречь в рассматриваемой задаче) и демпферы колебаний (шины; упругие элементы подвески; рамы и другие крупномасштабные конструкции – как гибкие тела), значимость которых на точность оценки нагруженности несущих систем и их элементов определяется в результате соответствующего исследования всей машины. Проектируемая конструкция машины представляется с использованием прямого имитационного моделирования в виде полномасштабной виртуальной модели, способной “эволюционировать” при прохождении стадий проектного цикла, включающих: предварительную оценку нагруженности в наиболее тяжелых условиях эксплуатации, статическую доводку конечноэлементных моделей конструкций по критериям прочности и жесткости, статистическую оценку эксплуатационной нагруженности опасных в смысле усталости локальных зон, элементов или сечений, расчетное или расчетно-экспериментальное определение характеристик сопротивления усталости и их рассеяния в опасных элементах конструкции, вероятностный расчет ресурса с учетом суммирования усталостных повреждений в процессе снижения предела выносливости детали для проектируемых условий реального многорежимного (в т. ч. - с учетом многочастотности) нагружения. Имитационная модель проектируемой машины, например АТС, рассматривается как сложная механическая несущая система взаимосвязанных и взаимозависимых подсистем (рамные конструкции, мосты, оси, рессоры и т.п.), состоящих из крупных (детали), средних (наиболее нагруженные зоны, в т. ч. - вблизи концентраторов механических напряжений) и малых (“точки” концентрации максимальных разрушающих напряжений) элементов.

Для расчетной оценки эксплуатационной нагруженности на стадии проектирования используется многоуровневый подход [1 - 3], включающий динамический (с применением колебательных моделей, основанных на использовании обобщенного уравнения Лагранжа) и численный (например, конечноэлементный) анализ модели и/или отдельных несущих систем и элементов машины.

Известные положения теории упругости и механики деформируемого твердого тела позволяют рассматривать несущие конструкции АТС, как гибкие тела состоящие из малых элементов, способных получать небольшие по величине линейные деформации относительно локальной системы координат тела. При этом, локальная система координат гибкого тела подвергается вращениям и перемещениям на большие величины. В связи с трудностью оценки при расчетах перемещения отдельных узлов элементов, они представляются совокупностью модальных перемещений:

$$u(t) = \sum [\Phi_i] u_i(t).$$

где i - число степеней свободы системы; $u(t)$ - физическое перемещение; $[\Phi_i]$ - i -я форма колебаний; q_i - i -е перемещение соответствующее данной i -й форме колебаний.

$[\Phi_i]$ может быть разделена на два подмножества форм:

$$[\Phi_i] = [\Phi_n \ \Phi_s],$$

где $[\Phi_n]$ - нормальные формы колебаний (количество выбранных форм); $[\Phi_s]$ - статические формы колебаний.

Собственные значения и формы определяют с помощью метода конечных элементов:

$$\{[K] - \omega^2[M]\}[\Phi_n] = 0,$$

где ω^2 - частота собственных колебаний; $[K]$ - матрица жесткости; $[M]$ - матрица масс.

Статические формы можно получить, решая статическую задачу с помощью МКЭ:

$$[K]\{u_s\} = \{F_s\},$$

где $\{u_s\}$ - вектор статических перемещений; $\{F_s\}$ - вектор прикладываемых нагрузок.

Матрицы жесткости и масс определяются соответственно по формулам:

$$[K^*] = \{u_s\}^T [K] \{u_s\} \quad \text{и} \quad [M^*] = \{u_s\}^T [M] \{u_s\}.$$

Статические собственные формы определяют по уравнениям

$$\{[K^*] - \omega^2[M^*]\}[\Phi_s^*] = 0 \quad \text{и} \quad [\Phi_s] = \{u_s\}[\Phi_s^*].$$

Далее подмножество собственных форм $[\Phi_i] = [\Phi_n \ \Phi_s]$ ортонормируется и импортируется в обобщенное динамическое уравнение Лагранжа

$$M\xi'' + M'\xi' - 1/2[\partial M / \partial \xi \xi']^T \xi' + K\xi + f_g + D\xi' + [\partial \psi / \partial \xi]^T \lambda = Q,$$

где ξ , ξ' , ξ'' - обобщенные координаты гибкого тела и их производные; M , M' - матрица масс и ее производная; $dM/d\xi$ - частная производная матрицы масс в обобщенных координатах; K - обобщенная матрица жесткости; f_g - обобщенная сила гравитации; D - матрица демпфирования; ψ - уравнение связи; λ - множитель Лагранжа; Q - вектор прикладываемых нагрузок.

Приведенная схема расчетного анализа нагруженности АТС может быть использована (при наличии достаточно мощных программных и аппаратных вычислительных средств) для получения сходимости проектируемой механической системы исходя из оптимальной точности проектной оценки нагруженности (в перемещениях, силах или напряжениях) всех ее элементов - как функций реального времени движения.

Учет нагрузочного режима на стадии проектной оценки ресурса обеспечивается предложенными авторами соответствующими моделью (случайный процесс эксплуатационного нагружения схематизируется и заменяется блоком из убывающего ряда эквивалентных по повреждению напряжений, который может быть аппроксимирован распределением Вейбулла) и критерия нагруженности, позволяющего вести сравнительные оценки тяжести нагруженности элементов конструкций [4 - 6].

2. Анализ случайного нагружения и обоснование метода схематизации.

Схематизация - совокупность правил и допущений, на основе которых реальный процесс нагружения заменяется схематизированным процессом применительно к методу суммирования повреждений, предполагая, что схематизированный процесс эквивалентен исходному по величине повреждения. Регистрация и анализ нагруженности регламентированы ГОСТ 25.101-83 "Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов". В стандарте основное внимание уделено методу полных циклов и методу "падающего дождя". Основные недостатки рекомендованных методов: не учитывается многочастотность случайных процессов нагружения; метод приведения асимметричных циклов к эквивалентным по повреждению симметричным (уравнение 13 стандарта) базируется

на уравнении, справедливом для значений пределов выносливости. Для преодоления указанных недостатков разработана методика схематизации случайного нагружения с использованием метода анализа полуциклов напряжений и результатов исследований двухчастотного нагружения [7, 8]. Методика позволяет: выделять циклы напряжений всех действующих частот нагружения; приводить случайные асимметричные циклы напряжений к эквивалентным по повреждению симметричным; воспроизводить для каждой частоты нагрузочные блоки в форме, требуемой для суммирования усталостных повреждений с учетом снижения предела выносливости.

3. Схематизация случайного нагружения [9]. Рассмотрим выделение циклов напряжений всех действующих частот нагружения на примере схематизации фрагмента случайного процесса нагружения (рис. 1).

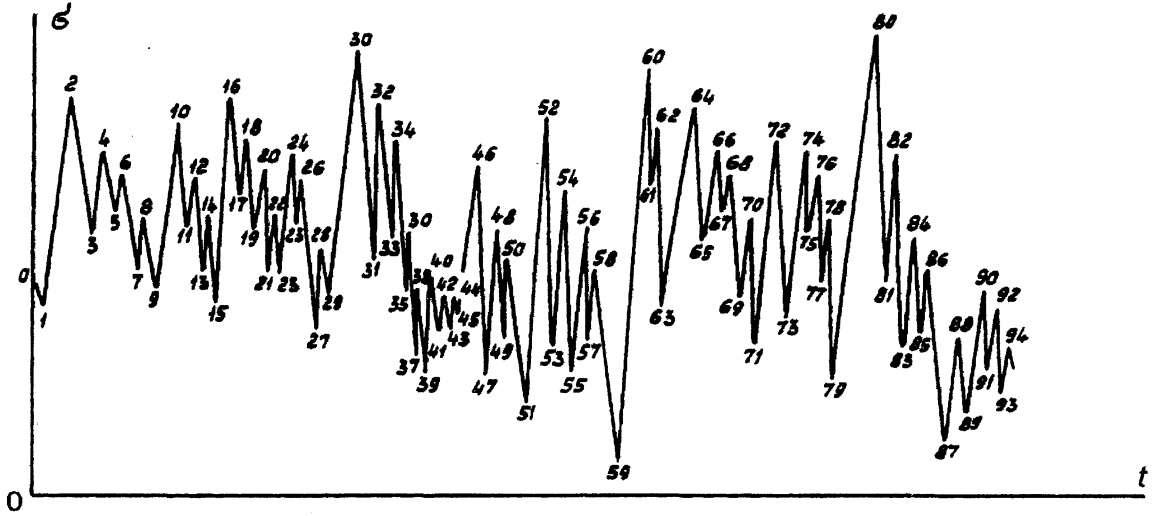


Рис. 1. Схема случайного нагружения

По методу анализа полуциклов напряжений выделяются полуциклы наиболее высокой частоты: 1 – 2, 3 – 4, 5 – 6, 93 – 94. Затем выделяются максимумы наиболее высокой частоты: 2, 4, 6, 8 и т.д., которые в виде огибающей образуют циклы напряжений более низкой частоты. Далее еще раз используется метод анализа полуциклов напряжений. Полуциклы напряжений второй частоты: 0 – 2, 8 – 10, 14 – 16, 22 – 24, 28 – 30, 44 – 46, 50 – 52, 58 – 60, 70 – 72, 78 – 80, 88 – 90. На следующем этапе выделяются максимумы напряжений второй частоты: 2, 10, 16, 24, 30, 46, 52, 60, 72, 78, 80, 90, которые в виде огибающей образуют циклы напряжений следующей частоты. Полуциклы напряжений для третьей частоты: 10 – 16, 24 – 30, 46 – 60, 72 – 80. Процесс выделения циклов более низких частот продолжается до тех пор, пока колебания максимумов остается значимым. В конечном итоге значимость определяется в процессе суммирования усталостных повреждений под действием циклов напряжений всех частот.

4. Приведение асимметричных циклов напряжений к эквивалентным по повреждению симметричным или отнулевым [10]. При анализе случайного нерегулярного нагружения, которое характеризуется переменным коэффициентом асимметрии цикла $R = \left(\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \right)$, для построения нагрузочных блоков и расчета ресурса несущих

систем мобильных машин требуется приведение циклов с переменным коэффициентом асимметрии к эквивалентным по повреждению циклам с постоянным коэффициентом асимметрии. Предпочтительным, но не обязательным, является приведение к симметричным циклам, но рассматриваемый ниже подход может быть использован для приведения циклов с переменным коэффициентом асимметрии к циклам с постоянным коэффициентом асимметрии в диапазоне $-1 \leq R < 1$, например, к отнулевым циклам. Необ-

ходимость приведения к отнулевым циклам возникает, например, в случаях конструкций, работающих в условиях пульсирующего давления, где симметричные циклы не реальны. Для целей приведения к эквивалентным циклам предлагается использовать уравнения кривых усталости.

Рассмотрим использование уравнения кривой усталости для регулярного нагружения (1) $N = N_0 \cdot \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{max} - \sigma_R}{V_R} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}$, где N - число циклов до предельного

повреждения; N_0 - число циклов до точки перегиба кривой усталости; σ_{max} и σ_R - максимальное напряжение цикла и предел выносливости при коэффициенте асимметрии R ; V_R - характеристика угла наклона кривой усталости при том же коэффициенте асимметрии. Уравнение приведения асимметричных циклов к эквивалентным по повреждению симметричным для данной функции имеет вид (2) $\sigma = b \cdot \sigma_{max} - (a \cdot b - 1) \cdot \sigma_{-1}$, где σ_{-1} - предел выносливости при симметричном цикле напряжений. Уравнение справедливо для области: 1) $\sigma_{max} > 0$; при $\sigma_{max} \leq 0$, $\sigma = 0$; 2) $-1 \leq R < 1$; при $R < -1$, $\sigma = \sigma_{max}$.

В настоящем уравнении обозначены: $a = \frac{2}{[2 - (1 - \psi) \cdot (1 + R)]}$, $b = \frac{V_2}{V_R} = \frac{1}{\frac{V_1}{V_2} + \left(\frac{V_1}{V_2} - 1 \right) \cdot R}$, где V_1 и

V_2 - параметры уравнения кривой усталости соответственно при отнулевом и симметричном циклах напряжений. Недостатком использования уравнения (2) является зависимость эквивалентных напряжений от предела выносливости элементов конструкций, что затрудняет создание банка данных по нагруженности конструкций, так как любые изменения элемента и его материала требуют повторного использования уравнения.

Уравнение приведения асимметричных циклов к эквивалентным по повреждению отнулевым (3) имеет вид: $\sigma = b_0 \cdot \sigma_{max} - (a_0 \cdot b_0 - 1) \cdot \sigma_0$, где σ_0 - предел выносливости при отнулевом цикле нагружения. Уравнение (3) справедливо в той же области, что и уравнение (2).

При проектных расчетах распространение получило степенное уравнение

(4) $N = N_G \cdot \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_R} \right)^{-m}$, где N - число циклов до предельного повреждения; N_G - число циклов до перелома кривой усталости; σ_R - предел выносливости при коэффициенте асимметрии R ; m - показатель степени; σ_{max} - максимальное напряжение цикла. В этом случае уравнение приведения асимметричных циклов к симметричным имеет вид (5):

$\sigma = \sigma_{max} \cdot \left[1 - \frac{(1 - \psi) \cdot (1 + R)}{2} \right]$. Уравнение приведения асимметричных циклов к эквивалентным по повреждению отнулевым (6):

$\sigma = \sigma_{max} \cdot \left[\frac{2 - (1 - \psi) \cdot (1 + R)}{1 + \psi} \right]$, где коэффициент чувствительности материала к асимметрии циклов нагружения $\psi = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_0} - 1$.

5. Анализ вариационных рядов напряжений нагрузочного процесса. В результате регистрации случайного процесса нагружения, его схематизации по рассмотренной ранее схеме и приведения асимметричных к эквивалентным по повреждению симметричным циклам получают массивы эквивалентных напряжений для каждого выделенного типового режима и для каждой выделенной частоты действующих напряжений. Эквивалентные напряжения для каждого выделенного режима и для каждой частоты выстраиваются в убывающие вариационные ряды действующих напряжений: $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 > \dots > \sigma_n$. Для анализа вариационных рядов предлагается использовать функ-

цию Вейбулла в записи: $\frac{i}{n} = \exp\left[-\left(\frac{\sigma_i - \check{\sigma}}{\sigma_w}\right)^w\right]$, где n - число напряжений в вариаци-

онном ряду, i - порядковый номер σ_i в убывающем ряду, $\check{\sigma}$ - минимальное аппроксимированное значение напряжений, σ_w - параметр распределения с размерностью напряжения, w - показатель степени [4 - 6].

Уравнение Вейбулла представляется в виде уравнений прямой: $Y_i = a_0 + a_1 \cdot x_i$, где

$Y_i = \sigma_i$, $x_i = \left(\ln \frac{n}{i}\right)^{\frac{1}{w}}$, $a_0 = \check{\sigma}$, $a_1 = \sigma_w$. Для определения параметров этого уравнения предлагается перебирать значение m , используя метод наименьших квадратов:

$$a_0 = \frac{\left(\sum_{i=1}^n X_i^2\right)\left(\sum_{i=1}^n Y_i^2\right) - \left(\sum_{i=1}^n X_i \cdot Y_i\right)\left(\sum_{i=1}^n X_i\right)}{n \cdot \left(\sum_{i=1}^n X_i\right)^2 - \left(\sum_{i=1}^n X_i\right)^2}, \quad a_1 = \frac{n\left(\sum_{i=1}^n X_i Y_i\right) - \left(\sum_{i=1}^n X_i\right)\left(\sum_{i=1}^n Y_i\right)}{n \cdot \left(\sum_{i=1}^n X_i\right)^2 - \left(\sum_{i=1}^n X_i\right)^2}.$$

По найденным параметрам, задаваясь рядом значений i от 1 до n , определяется ряд значений $\sigma_{ip} = \check{\sigma} + \sigma_w \left(\ln \frac{n}{i}\right)^{\frac{1}{w}}$ и разница экспериментальных и расчетных значений

$$Y_i - Y_{ip} = \sigma_i - \sigma_{ip}.$$

Перебор m ведется начиная с 1. Знак шага перебора «+» или «-» ориентируется в сторону уменьшения суммы квадратов разностей экспериментальных и расчетных значений: $\sum_{i=1}^n (\sigma_i - \sigma_{ip})^2 = \min$, а с целью уточнения результата, после достижения минимума, шаг переборки уменьшается на порядок.

При известном m параметры аппроксимирующей функции определяются методом наименьших квадратов. Таким образом, предлагаемый метод аппроксимации дает возможность определить параметры распределения Вейбулла: w , $\check{\sigma}$, σ_w .

Следует отметить, что данный метод необходимо применять для определения достаточности протяженности записи случайного сигнала нагружения. Запись следует прекращать после того, как параметры распределения Вейбулла стабилизируются в пределах заданной точности.

6. Обоснование метода схематизации многочастотной эксплуатационной нагруженности [11 - 13]. Как показывает проведенный выше анализ случайного нагружения элементов конструкций, реальная реализация нагружающих напряжений представляет собой многочастотный процесс, что необходимо учитывать при разработке метода схематизации случайного эксплуатационного нагружения.

При эксплуатации машин имеет место, как правило, многократное повторение транспортных или технологических процессов, которые при анализе делят на операции. В свою очередь, каждая из них может рассматриваться как типовой, многократно повторяющийся режим эксплуатации. При типовом режиме эксплуатации в опасных в смысле усталости зонах конструкций регистрируется с использованием имитационного моделирования нагруженности машины [1 - 3]. Продолжительность регистрации, как показано выше, должна быть достаточной для анализа циклов напряжений всех частот, имеющих место в процессе эксплуатации данного транспортного средства.

• Система регистрации расчетных массивов должна быть укомплектована фильтром высоких частот, исключаяющим шумы двигателя и других элементов силового агрегата автомобиля. Для грузовых автомобилей в качестве частоты среза рекомендуется выбрать частоту не более 50 Гц. Учитывая, что для получения характеристик исследуемых процессов избран метод локальных экстремумов, то на гармонику выс-

шей частоты достаточно выбрать не более 4-х отсчетов. Тогда: $\Delta t = \frac{1}{1f_b} = 5$ мс. Сис-

тема ориентирована на обработку числовых расчетных или экспериментальных данных, записанных в виде файла. Два массива данных, размерность каждого равна N , содержащие измеренные в процессе эксперимента величины напряжений x_i и соответствующие им временные значения t_i , на диске в файле с номером k . Далее проводят: анализ экспериментального массива x_i с целью выделения локальных минимальных и максимальных точек в соответствии с условиями (если $x_{i-1} - x_i > 0$, а $x_i - x_{i+1} < 0$, то x_i – точка *min*; если $x_{i-1} - x_i < 0$, а $x_i - x_{i+1} > 0$, то x_i – точка *max*); анализ экспериментального массива t_i с целью установления соответствия временного значения t , минимальному либо максимальному значению x . В результате получают два массива данных на диске, первый из которых содержит пары (*min*, *max*), а второй соответствующие им временные значения; массив минимумов–максимумов подготовить к графическому отображению и выводу на печать. Проводят преобразование массива (*min*, *max*) в массив частот, для чего необходимо: вычислить длину l -го полупериода, равную временному интервалу между парой значений (*min*, *max*) по формуле $t_l = (N_{l\max} - N_{l\min}) \cdot \Delta t$, где N_l – номер ординаты нагружения, соответствующей локальному *min* или *max*, l – номер пары (*min*, *max*), Δt – время дискретизации; опреде-

лить частоту f_l l -го цикла нагружения по формуле $f_l = \frac{1}{2t_l}$. Далее строится гистограмма распределения частот, в результате анализа которой строятся числовые ряды (массивы) напряжений “отсортированные” по частотам. На основании полученной информации производится оценка повреждающего действия нагрузочных блоков каждой частоты методом суммирования усталостных повреждений с учетом снижения предела выносливости в условиях многократного воздействия каждого нагрузочного блока. В результате расчета оценивается циклическая долговечность при нагружении блоками отдельных частот и возникает необходимость оценки циклической долговечности при суммарном воздействии всех блоков при многочастотном нагружении. Анализ многочастотного нагружения предлагается выполнить так же, как и анализ двухчастотного нагружения, с использованием кинетической теории механической усталости.

7. Программное обеспечение разработанной системы методов прогнозирования нагруженности и построения нагрузочных блоков. Для автоматизации применения разработанных методов и системы прогнозирования нагруженности созданы соответствующие программы для ЭВМ, интегрированные в программный комплекс современных средств САПР.

8. Пример применения метода построения нагрузочных блоков. Результаты проведенных исследований использованы для разработки методик ресурсного проектирования несущих систем (осей, рам, элементов подвесок) и при проектировании автотранспортных средств Минского автомобильного завода.

Применение разработанных подхода и методики кратко проиллюстрируем на примере ресурсного проектирования прицепа-самосвала (см. рис. 2) и его основных несущих систем и элементов (на примере оси, см. рис. 3).

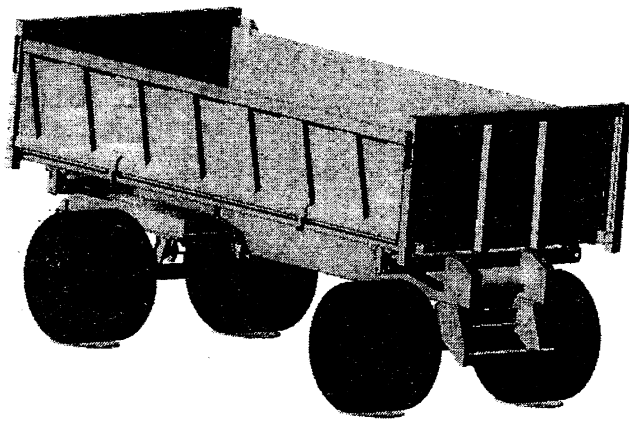


Рис. 2. Динамическая виртуальная трехмерная модель прицепа-самосвала

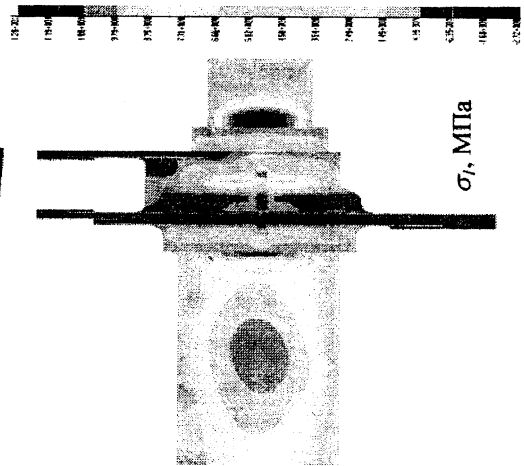


Рис. 3. Опасные зоны оси по максимальным растягивающим напряжениям σ

На первом этапе исследования прогнозируемой эксплуатационной нагрузки проектируемого прицепа создавались трехмерные модели его основных систем: платформы, рамы, тележки, балок осей, колес, гидроцилиндра и т.д.

Разработка конечноэлементных моделей и исследование статической нагруженности и напряженно-деформированного состояния (НДС) основных несущих систем и элементов прицепа производилась по соответствующим методикам. Были созданы конечноэлементные модели и произведена оценка НДС рамы и оси проектируемого прицепа.

Модели создавались в пакете трехмерного моделирования, далее созданные файлы импортировались в специальный формат для получения файлов, содержащих информацию об инерционных характеристиках описанных элементов проектируемого прицепа, импортировались в пакет динамического моделирования. В описанном пакете производилась дальнейшая сборка модели и ее динамический расчет, целью которого ставилось определение динамических нагрузок на несущие элементы прицепа в условиях его движения с заданной скоростью в заданных дорожных условиях.

Нагрузки в этих точках получены в пакете динамического моделирования.

Картина распределения напряжений в оси при статически действующей полной нагрузке приведена на рис. 3. Наиболее нагружен локальный элемент – галтель в месте изменения диаметра основной трубной заготовки из стали 45 и напрессовки литого тормозного суппорта из стали 40Л. По этому элементу определялась зависимость напряжений от времени при случайном процессе нагружения, реализованному в пакете динамического моделирования и представляющему расчет нагрузок при движении прицепа по неровной дороге.

В качестве примеров, иллюстрирующих результаты расчетов нагруженности несущих систем прицепа, получены реализации процессов случайного нагружения в реальном времени в ряде характерных мест приложения динамических усилий при движении прицепа-самосвала с полной массой по дорожному полотну (камень брусчатка - плохое состояние) с постоянной скоростью 40 км/час в реальном времени движения.

Результаты проектной расчетной оценки нагруженности переданы в виде цифровых файлов в специальный расчетный модуль для вычисления случайного процесса эксплуатационной нагруженности в напряжениях, ее схематизации, вычисления параметров распределения Вейбулла и критерия нагруженности, характеризующего степень тяжести нагрузочных режимов в опасных с точки зрения усталости локальных зонах рассчитываемых конструкций. Характеристики нагруженности наиболее опасных ло-

кальных зон несущих систем проектируемого прицепа-самосвала получены в результате использования для обработки расчетных нагрузочных спектров (в напряжениях) метода схематизации с учетом многочастотности нагружения и с последующей аппроксимацией убывающих рядов напряжений (нагрузочных блоков) с использованием разработанной системы прогнозирования нагруженности и построения нагрузочных блоков.

Основные результаты для случая движения по брусчатке с грузом со скоростью 40 км/час приведены на рисунках 4, 5 и в таблице 1.

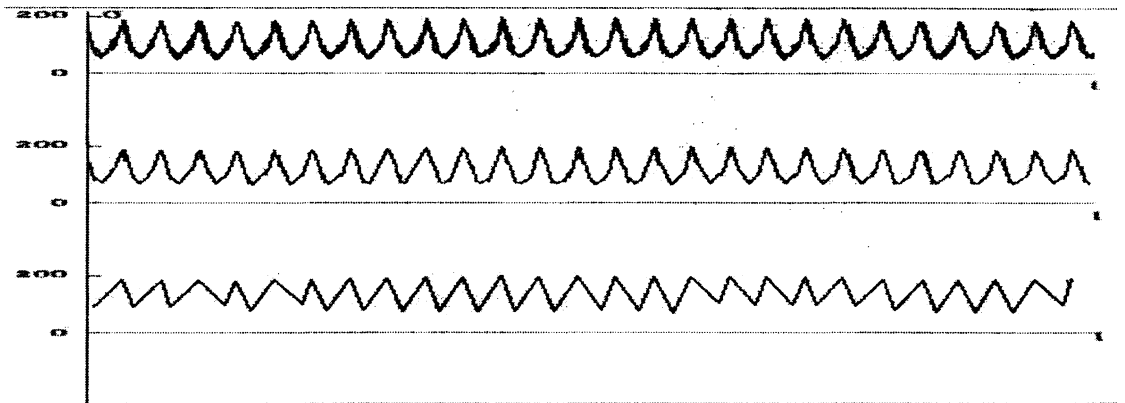


Рис. 4. Пример разложения случайного нагружения по частотам

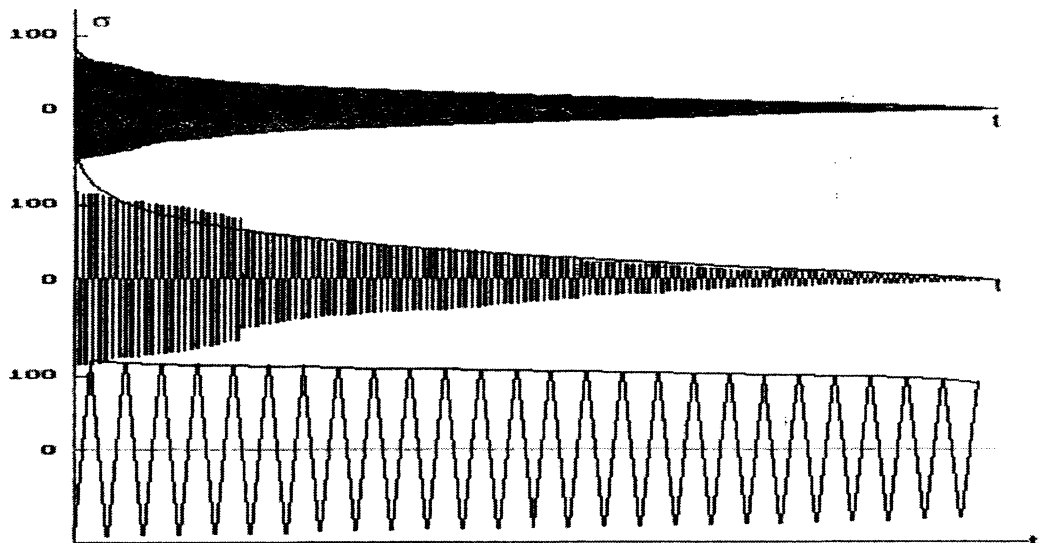


Рис. 5. Нагрузочные блоки циклов симметричных напряжений различных частот

Основные результаты прогнозирования нагруженности в виде информации о параметрах нагрузочных блоков опасных по усталости локальных элементов осей и рамы прицепа для случая движения по брусчатке с грузом со скоростью 40 км/час приведены в таблице.

Характеристики нагруженности опасных в смысле усталости элементов несущих систем прицепа-самосвала

Объект	Номер частоты	n, циклов	$\hat{\sigma}$, МПа	$\check{\sigma}$, МПа	σ_w , МПа	w
Ось передняя	1	821/590	84,905/ 114,247	0 / 0	33,744/ 31,475	1,914/ 1,691
	2	293/177	76,291/ 133,525	0 / 0	38,905/ 41,487	2,579/ 1,406
	3	48/26	82,191/ 106,239	40,483/ 82,226	26,150/ 14,776	2,899/ 2,432
Ось задняя	1	609/434	87,866/ 75,614	0 / 0	33,286/ 26,019	1,914/ 1,691
	2	205/70	101,850/ 121,021	0 / 0	38,587/ 51,330	1,723/ 1,687
	3	- /19	- /93,802	- /31,463	- /45,765	- /3,494
Рама (лонжерон)	1	583	138,61	69,47	39,17	3,258
	2	179	144,67	81,14	30,46	2,239
	3	37	145,70	95,73	32,39	2,962

Примечание. В числителе приведены данные для левой, а в знаменателе – для правой-частей осей.

8. Рекомендации по применению предложенных методов для прогнозирования нагруженности конструкций на стадиях создания машин. Полученные характеристики нагруженности использованы для расчетной проектной оценки ресурса несущих систем проектируемого прицепа-самосвала в наиболее опасных с точки сопротивления усталости локальных зонах.

Результаты прогнозирования нагруженности АТС по предложенной методике могут применяться для проектной расчетной вероятностной оценки ресурса любого элемента конструкции с использованием разработанных автором экспериментально обоснованной теоретической модели зависимости сопротивления усталости для регулярного и нерегулярного нагружения и соответствующих методик.

Область применения полученных результатов: автомобилестроение, конструкторские разработки и исследовательские испытания конструкций и деталей мобильных машин, в т.ч. – несущих систем АТС, на различных стадиях проектирования.

Заключение. Разработана система расчетного прогнозирования нагруженности машин и их элементов на ранних стадиях проектирования.

Литература. 1. Капуста П.П. Методология обеспечения требуемой надежности несущих систем и элементов машин на ранних стадиях проектирования// В сб. Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике. - Минск: УП “Технопринт”, 2001. – С. 244 – 249. 2. Капуста П.П. Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС// Автомобильная промышленность. – 2001. - № 11. - С. 15-18. 3. Капуста П.П. Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости деталей на стадии проектирования машин. - Мн.: “Технопринт”, 2001. - 97 с. 4. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Оценка нерегулярного нагружения деталей машин// Колебания и волны в экологии, технологических процессах и диагностике: Тез. докл. междунар. конф.: - Минск, 1993.– С.107. 5. Капуста П.П. Проектная вероятностная оценка долговечности деталей машин при нерегулярном нагружении// Автореферат дисс. на соиск. ученой. степ. канд. техн. наук. – Мн., 1997. - 19 с. 6. Капуста П.П. Моделирование эксплуатационной нагруженности и расчет надежности деталей машин

на стадии проектирования// В сб. Материалы V международной научно-технической конференции “Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века” (8-11 сентября 1998 г., г. Севастополь)/ Ред. коллегия Михайлов А. Н., Калафатов Л. П., Бузенко В. И. и др.– Донецк: ДонГТУ. – Т2. Вып. 6, 1998. – С.38-41. 7. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин. - Мн.: Наука и техника, 1983, 246 с.ил. 8. Высоцкий М.С., Почтенный Е.К., Парфенович Е.О. Сопротивление усталости элементов конструкций при двухчастотном нагружении. – Вестник машиностроения, 1995, № 1, с. 3-6. 9. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Схематизация случайного нагружения// В сб. Материалы международной 54-й научно-технической конференции профессоров, преподавателей, научных работников и аспирантов БГПА/ В 10 – ти частях. – Минск, –2000. – Ч. 6. – С. 107. 10. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Приведение асимметричных циклов к эквивалентным по повреждающему воздействию симметричным или отнулевым// Весці НАН Беларусі: Серыя фізіка-тэхнічных навук.- 2000. - №2. - С. 59 – 61. 11. Почтенный Е.К., Кадолко Л.И., Парфенович Е.О. Анализ случайного многочастотного нагружения// Весці НАН Беларусі: Серыя фізіка-тэхнічных навук.- 1997. - №4. - С. 26 – 30. 12. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Анализ сопротивления усталости конструкций при случайном многочастотном и многорежимном нагружении// В сб. Материалы международной 54-й научно-технической конференции профессоров, преподавателей, научных работников и аспирантов БГПА. - В 10 – ти частях. – Минск, –2000. – Ч. 6. – С. 14. 13. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Суммирование усталостных повреждений при реальном многорежимном нагружении// Тез. докл. Международной научно-технической конференции “Оценка и обоснование продления ресурса элементов конструкций”/ Отв. ред. В.Т. Трощенко: В 2 томах. – Киев, 2000. – Т. 1. – С. 195 – 196.

УДК 621.585 — 192

В.Б. Альгин, А.В. Вербицкий, Суровцев А.И.

СХЕМЫ ПРЕДЕЛЬНЫХ СОСТОЯНИЙ И РАСЧЕТ РЕСУРСА МАШИН

*Институт механики машин Национальной академии наук Беларуси
Минск, Беларусь*

Введение. В теории надежности используется *структурная схема надежности*, которая служит для графической интерпретации структурной формулы надежности системы. Сама сема имеет вид сети, а элементы могут принимать два состояния: работоспособное и неработоспособное (отказ). Упомянутые схемы используются и для расчета вероятности предельного состояния машин [1, 2]. При многих вариантах предельных состояний подобная схема становится громоздкой и трудноформируемой. В работе [3] для определения вероятности безотказной работы используется не структурная схема надежности, а схема объекта, структура которой отображает *топологическую связь между элементами системы*, при этом каждый элемент может иметь несколько состояний с определенной вероятностью. Возможные состояния элемента составляют полную группу событий (сумма соответствующих вероятностей равна единице). Разработанный метод расчета вероятности безотказной работы позволяет избежать построения громоздких схем, описывающих на графическом уровне все возможные варианты отказа системы.

В практике имеют место ситуации, когда предельное состояние системы определяется на основе сложной логики, которая применяется к состояниям иерархически организованных элементов (составных частей). Соподчиненность элементов описывается *иерархической схемой*. Например, ресурс трактора считается исчерпанным, если потребовалась замена или проведение капитального ремонта не менее двух его основных частей (двигатель, коробка передач, задний мост, передний мост), одна из которых — обязательно двигатель, и хотя бы одной из дополнительных частей (полурама, кабина) [4]. Предельное состояние агрегата определяется достижением предельного состояния нескольких его составных частей (деталей) и т.д.

Для подобных задач описанные ранее структурные схемы мало пригодны. Необходимо разработать специальные схемы, методику и программное обеспечение для расчета ресурса с учетом сложной логики, отражающей *иерархию и сочетания вариантов предельных состояний* машины и ее составных частей. Эта проблема рассматривается в данной статье.

Схемы предельных состояний. Для формального описания предельных состояний механического объекта как многоуровневой системы вводится *схема предельных состояний*: Многоуровневый объект описывается иерархической схемой объектов — составных частей — с указанием их типов. Каждый объект, кроме объекта высшего уровня является составной частью (элементом) объекта более высокого уровня. Объекты, отказы которых имеют одинаковую значимость для объекта более высокого уровня, относят к одному типу.

По каждому объекту, кроме объектов низшего уровня, составляется *схемная запись предельного состояния* (ПС):

$$(a_1, a_2, \dots, a_k) \quad (1)$$

В каждой схемной записи содержится K чисел a_k , каждое из которых указывает, сколько составных частей определенного k -го типа (тип соответствует позиции числа в схемной записи) должно достичь ПС для наступления ПС объекта. Комбинация этих чисел описывает ПС объекта. Например, запись (1, 2, 1) означает, что для наступления предельного состояния объекта предельных состояний должны достичь: одна составная часть первого типа, две составные части второго типа и одна третьего.

Объект может иметь N схем предельных состояний. По каждой из них определяется ресурс $T_n, n=1, 2, \dots, N$. В качестве расчетного ресурса принимается наименьший:

$$T = \min(T_1, T_2, \dots, T_N) \quad (2)$$

Информация о предельных состояниях объекта включает: данные, формируемые по иерархической схеме составных частей, и данные о свойствах объектов в схеме, например, данные о ресурсах объектов низшего уровня.

На рисунках 1 — 3 приведены характерные схемы предельных состояний мобильной машины и некоторых ее основных частей. Для блоков низших уровней указаны их типы.

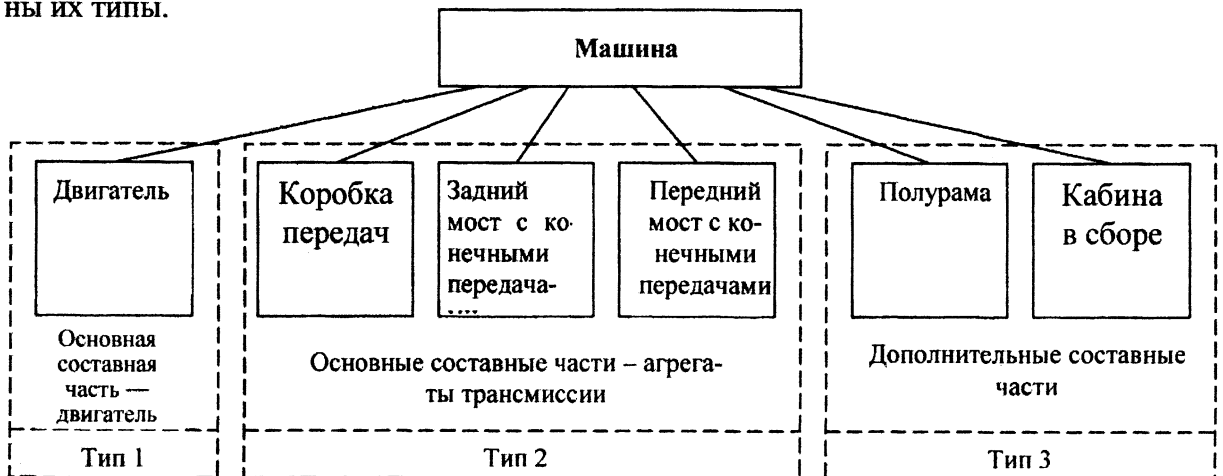


Рис. 1: Составные части машины и схема ее ПС: (1, 1, 1)

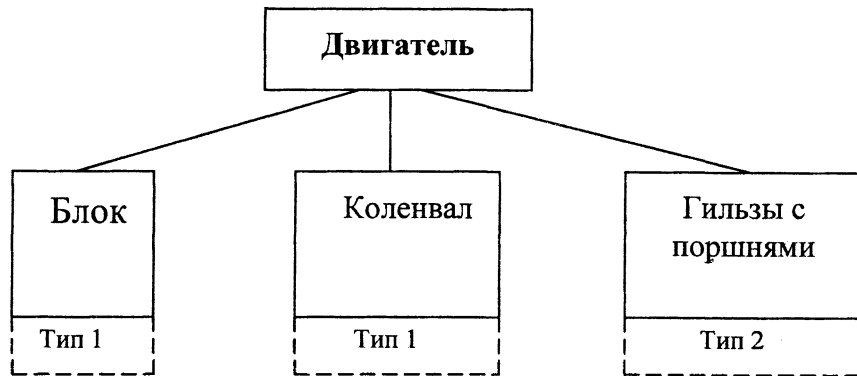


Рис. 2. Составные части двигателя и схема его ПС: (1,0) (0,3)

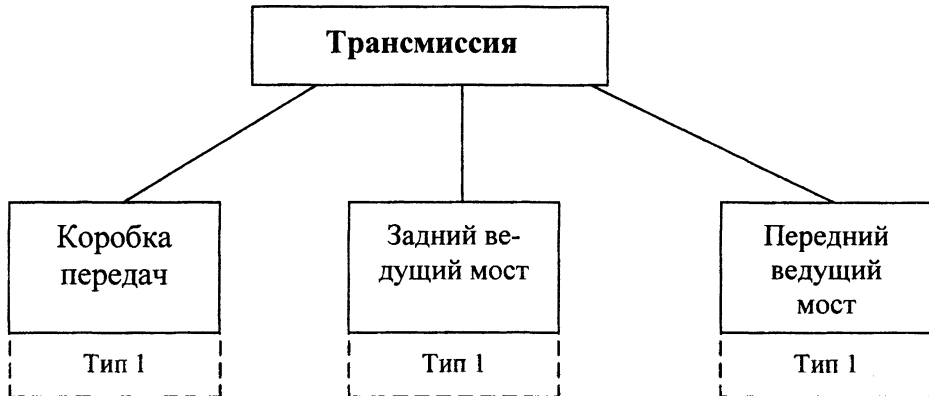


Рис. 3. Составные части трансмиссии и схема ее ПС: (2)

В таблице приведены результаты вероятностного расчета ресурса машины как двухуровневого объекта.

Объект	Закон распределения ресурса	Коэффициент вариации ресурса	Ресурс, относительные единицы	
			средний	80%-ный
1. Двигатель	Логарифмически нормальный	0,45	1,57	1,0
2. Коробка передач		0,55	1,73	
3. Передний ведущий мост		0,45	1,55	
4. Задний ведущий мост		0,45	1,58	
5. Кабина		0,50	1,7	
Машина (до первого отказа)	Близок к логарифмически нормальному	0,29	9,1	0,6871
Машина (с учетом предельных состояний)		0,38	2,07	1,4225

Подобная двухуровневая схематизация может быть использована на стадии концептуального проектирования машины, когда оцениваются ресурсные свойства машины в зависимости от ресурсных свойств агрегатов, последние при этом могут быть приняты некоррелированными. На последующих стадиях должна использоваться многоуровневая схема, начиная с уровня отдельных деталей и выполняться расчет, воспроизводящий основные разрушительные процессы и ресурсные зависимости элементов [5, 6].

Второй уровень имеет пять характерных составных частей, которые в основном соответствуют рис. 1 (из рассмотрения исключена полурама, обычно проектируемая на повышенный ресурс). Составные части спроектированы на 80%-ный ресурс, в относительных единицах принятый равным 1,0, и типизированы (ранжированы) следующим образом: первая — тип 1, вторая, ..., четвертая — тип 2, пятая — тип 3. Схема предельных состояний принята следующая: (1, 1, 1), т.е. для наступления предельного состоя-

ния системы должны предельных состояний достичь: одна составная часть первого типа, одна составная часть второго типа и одна третьего. Для сравнения в таблице приведены варианты расчета ресурса машины до первого отказа и с учетом схемы предельных состояний. Из таблицы видно, что ресурсы, относящиеся к сопоставляемым вариантам, существенно отличаются. Отсюда следует, что при сравнении данных по ресурсу машин необходимо четко указывать, по какой модели определяется ресурс: до первого отказа, или с определенной логикой предельных состояний.

Программное обеспечение для расчета ресурса машин

Программное обеспечение ресурсного расчета машин включает многоуровневый расчет ресурса по схеме “условия эксплуатации — ресурс” с моделированием машины как механического объекта с зависимыми компонентами [5, 6]. Предусматривается использование метода статистических испытаний, варьирование условий эксплуатации и несущей способности конструктивных элементов, Начальным уровнем является моделирование предельных состояний отдельных конструктивных элементов, затем рассчитываются ресурсы деталей, узлов, агрегатов и механического объекта в целом. Для реализации в каждом цикле статистического моделирования рассмотренной сложной логики расчета ресурса используется специальный программный модуль, который предназначен для проектирования ресурсных схем. Одновременно с процессом создания схемы идет формирование ее структурного описания. Это описание в дальнейшем используется для расчета ресурса. Ранее разработанная версия пакета была ориентирована на менее общую методологию. Новая версия реализует в полном объеме описанную выше методологию и основывается на следующих решениях.

Схема строится, на основе набора однотипных элементов. При этом предусматривается возможность построения широкого спектра схем. Это обеспечивается определением свойств каждого элемента и в соответствии со свойствами «прогнозируемое» поведение элемента в схеме. Каждый из элементов является универсальным. Базовые элементы несут в себе логику схемы. Все устанавливаемые элементы представляют собой не просто некий графический примитив, который можно “установить в схему”, а объект, обладающий своим поведением, после анализа программой его характеристик. При установке элемента он проверяется на возможность установки в схему. Например, при введении в схему описания составных частей кабины программа проверит, могут ли они относиться к элементу верхнего уровня. Это принципиальное решение, так как построение структурной схемы требует информации о связях элементов. Связи устанавливаются в ходе построения схемы автоматически при указании элемента верхнего уровня.

Процесс создания схемы носит максимально упрощенный характер. Каждый элемент имеет стандартное описание: *название, уровень и характеристики*. Вместе с тем пользователю необходимо четко понимать структуру описываемого объекта и иметь характеристики каждого элемента схемы. Все элементы схемы несут в себе логику своей работы. Их можно просто установить в схему, а можно только указать место для установки. Однако связи необходимо указывать заранее. То есть при внесении в схему нового элемента, необходимо указать к какому элементу верхнего уровня он будет относиться, и только после этого осуществлять ввод его параметров. Следует отметить что на любом этапе создания схемы возможно ее полное редактирование пользователем. Структурное описание схемы формируется автоматически. По запросу пользователя оно может определенным образом заноситься в файл или обрабатываться.

Заключение. Разработанные методика и программное обеспечение решают задачу прогнозирования ресурса механических объектов со сложной логикой предельных состояний и иерархической структурой, характерных для современных машин. Указанная разработка является развитием методов и программного обеспечения расчета ма-

шин как систем с зависимым поведением элементов в рамках ресурсной механики машин.

Литература. 1. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. — М.: Машиностроение, 1990. — 448с. 2. Хазов Б.Ф., Дидусев Б.А. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования. — М.: Машиностроение, 1986. — 224 с. 3. Велигурский Г.А. Аппаратурно-программные методы анализа надежности структурно-сложных систем. — Мн.: Наука и техника, 1986. — 256 с. 4. РТМ 70.0001.246-84. Критерии предельного состояния тракторов и их составных частей. — М., 1985. 5. Альгин В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. — Минск: Навука і тэхніка, 1995. — 256 с. 6. Альгин В.Б. Методология ресурсно-функционального вероятностного расчета, проектирования и оценки мобильной техники // Механика машин на пороге III тысячелетия. Материалы междунар. науч. конф., Минск, 23—24 нояб. 2000 г.— Мн.: НИРУП «Белавоттракторостроение», 2001. — С. 292—306.

УДК 621.833

Благодарный В.М.

АНАЛИЗ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

*Технологический университет г. Кошице
Прешов, Словакия*

Любой элемент механической системы обладает субстанцией, характеризующей основные свойства, обеспечивающие его работоспособность.

Работоспособное состояние элемента определяется как состояние, при котором значения всех параметров, характеризующих способность выполнять заданные функции, соответствуют требованиям нормативно-технической или конструкторской документации. Таким образом, работоспособность можно охарактеризовать совокупностью признаков, изменяющихся в определенных пределах. Выход какого-либо признака за пределы допуска приводит к отказу элемента. Признаки, позволяющие оценить работоспособное состояние элемента, называются критериями работоспособности. Согласно [1] «критерий – это стандарт, с помощью которого производится оценка целей данного уровня». Критерий должен отвечать следующим основным условиям.

Он должен быть представительным, то есть отражать основную, а не второстепенную информацию об элементе.

Критерий должен быть критичным к варьируемым параметрам, то есть достаточно сильно изменяться при изменении параметров, зависящих от принятого решения [1].

Желательно, чтобы критерий был единственным, тогда возможно строгое математическое решение задачи. Однако, в большинстве случаев оказывается, что критериев может быть много. В этом случае существует несколько подходов к решению задачи. Первый из них состоит в сведении ряда критериев к одному

$$\theta_{\Sigma} = \alpha_1\theta_1 + \alpha_2\theta_2 + \alpha_3\theta_3, \quad (1)$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ — коэффициенты важности (весовые коэффициенты) частных критериев.

Недостаток этого подхода состоит в трудности определения весовых коэффициентов критериев.

Второй подход состоит в превращении части критериев в ограничения. В тех случаях, когда удастся обосновать ограничения по дополнительным критериям, такой подход вполне оправдан.

Третий подход состоит в ранжировании критериев, то есть расположении их в порядке важности.

Критерий должен правильно учитывать неполноту информации, которая может быть стохастической, но при известных характеристиках рассеивания параметров, полной неопределенности относительно ряда параметров и, наконец, вредных факторов, ухудшающих состояние системы. В последнем случае для определения критерия используются методы теории статистических решений и теории игр.

При неизвестных величинах весовых коэффициентов все частные критерии считаются равновероятными, и обобщенный критерий определяется как критерий Лапласа

$$\theta_{Li} = \sum \theta_{ij}. \quad (2)$$

Критерий Лапласа применим, когда о субстанции элемента ничего неизвестно. Если же известны законы распределения частных критериев (зависящих от определенных параметров элемента), то обобщенный критерий определяется по следующей формуле

$$\bar{\theta}_i = \sum_j \theta_{ij} P_j. \quad (3)$$

Если частный критерий имеет максимальное и минимальное значения, то в этом случае для его определения используется формула Гурвица [1]

$$\theta_{ri} = \mu \theta_{ijmax} + (1 - \mu) \theta_{ijmin}. \quad (4)$$

где θ_{ijmax} , θ_{ijmin} — максимальное и минимальное значения частного критерия;
 μ — коэффициент, выбираемый из специфики задачи.

При $\mu = 1$ оценка производится по наиболее выгодным результатам (оптимистическая оценка); выбор производится по $\max[\max \theta_{ij}]$. При $\mu = 0$ оценка производится по наиболее пессимистическим данным. Этот критерий называется критерием Вальда. Он соответствует самой осторожной оценке

$$\theta_{vi} = \theta_{ijmin}. \quad (5)$$

Здесь фактически выбирается $\max[\min \theta_{ij}]$, это основной критерий теории игр. Применение его целесообразно при наличии противодействующий (вредных) факторов.

Критерий Сэвиджа представляет собой разницу между действительным значением и наиболее благоприятным

$$\theta_{ci} = / \theta_{ij} - \theta_{ijmax} /. \quad (6)$$

Здесь оптимальное решение находится из условия минимума разности, то есть

$$\min \theta_{ci} = \min / \theta_{ij} - \theta_{ijmax} /. \quad (7)$$

Критерий Лапласа для обобщенного критерия и критерии Гурвица, Вальда, Сэвиджа для частных критериев могут применяться в случае сравнения однотипных элементов, когда имеется полная неопределенность об их субстанции. Если сравнение производится для разнородных элементов, то в этом случае обязательно необходимо вводить в формулу обобщенного критерия весовые коэффициенты при частичных критериях, то есть

$$\theta_{\Sigma} = \alpha_1 \theta_1 + \alpha_2 \theta_2 + \dots + \alpha_n \theta_n,$$

где $\alpha_1, \dots, \alpha_n$ — весовые коэффициенты частных критериев.

Определение весовых коэффициентов производится следующими методами: статистическими, множественной корреляции, линеаризации функций случайных величин, статистических испытаний, экспертных оценок [2].

Все методы определения весовых коэффициентов предполагают наличие достаточного объема информации о законах распределения и пределах изменения числовых значений частных критериев; если такой информации нет, то эти методы не могут быть использованы. На стадии проектирования механических систем, как правило, такая информация отсутствует. Для определения весовых коэффициентов частных критериев работоспособности можно использовать метод экспертных оценок, процедура которого в данном случае будет состоять из нескольких этапов: а — разработка анкетных вопросов; б — выбор экспертов; в — опрос экспертов; г — математическая обработка результатов опроса, то есть собственно определение весовых коэффициентов. В качестве объективного эксперта при определении весовых коэффициентов частных критериев работоспособности элементов механических систем может выступать техническая информация (техническая литература, справочники, статьи в научно-технических журналах, патенты и т.п.). Нужно лишь научиться правильно использовать и обрабатывать эту информацию, а экспертов привлекать для изыскания основных алгоритмов этой обработки [3].

Опыт эксплуатации и расчетов элементов механических систем позволяет в качестве основных критериев работоспособности принять следующие: прочность, износостойкость, жесткость, устойчивость, теплостойкость, виброустойчивость, коррозионную стойкость, точность. Таким образом, работоспособность элемента может быть представлена моделью в виде вектора θ_i , компонентами которого являются критерии работоспособности

$$\bar{\theta}_i = \begin{vmatrix} \theta_i^1 \\ \theta_i^2 \\ \dots \\ \theta_i^n \end{vmatrix} \text{ или } \bar{\theta}_i = \|\theta_i^k\|, \quad (8)$$

где $k=1\dots n$ — номер.

Если расчет функционально значимых элементов, то есть наиболее важных с точки зрения работоспособности механической системы, произведен по одним и тем же критериям работоспособности и известны весовые коэффициенты α_i , то работоспособность каждого из этих элементов может быть выражена следующим образом:

$$\bar{\theta}_1 = \begin{vmatrix} \alpha_1 \theta_1^1 \\ \alpha_2 \theta_1^2 \\ \dots \\ \alpha_n \theta_1^n \end{vmatrix}, \bar{\theta}_2 = \begin{vmatrix} \alpha_1 \theta_2^1 \\ \alpha_2 \theta_2^2 \\ \dots \\ \alpha_n \theta_2^n \end{vmatrix}, \dots, \bar{\theta}_m = \begin{vmatrix} \alpha_1 \theta_m^1 \\ \alpha_2 \theta_m^2 \\ \dots \\ \alpha_n \theta_m^n \end{vmatrix}. \quad (9)$$

Чтобы определить наиболее слабые элементы, лимитирующие работоспособность механической системы [4], необходимо функционально значимые элементы сравнить между собой по работоспособности. Для этого назначается так называемый «стандарт», то есть элемент с нормированными значениями критериев работоспособности. За «стандарт» принимается элемент, у которого критерии работоспособности имеют средние значения

$$|\bar{\theta}| = \begin{vmatrix} \bar{\theta}^1 \\ \bar{\theta}^2 \\ \dots \\ \bar{\theta}^n \end{vmatrix}, \quad (10)$$

$$\bar{\theta}^1 = \frac{\sum \alpha_1 \theta_i^1}{m}, \quad \bar{\theta}^2 = \frac{\sum \alpha_2 \theta_i^2}{m}, \dots, \quad \bar{\theta}^n = \frac{\sum \alpha_n \theta_i^n}{m}.$$

Если значения критериев работоспособности у рассматриваемого элемента будут меньше, чем у «стандарта», то такой элемент можно отнести к слабым. Следовательно, слабый элемент из числа функционально значимых определится по следующему условию

$$\forall |\theta^i| \left\{ \max(|\bar{\theta}| - |\theta^i|) < 0 \right\} \Leftrightarrow |\theta^i| \in C, \quad (11)$$

где C — множество слабых элементов механической системы.

При отсутствии возможности рассчитать работоспособность функционально значимых элементов по критериям работоспособности, оценка работоспособности производится по абсолютным и косвенным информативным параметрам.

Критерий работоспособности может быть выражен как функция многих переменных, в качестве которых выступают параметры P_i^j кинематических пар и звеньев, составляющих элемент механической системы

$$\theta_i^j = f_i^j(P_1^j, P_2^j, \dots, P_k^j). \quad (12)$$

Так, например, большое влияние на износостойкость и прочность детали или кинематической пары оказывают такие параметры, как удельные и контактные нагрузки и давления, их распределение по поверхностям контакта, напряжения, разность твердости сопряженных поверхностей, качество поверхностей, коэффициенты трения, относительные скорости скольжения, геометрические соотношения отдельных частей деталей, точность изготовления, виды режимов работы и т.п. Можно насчитать более 50 различных факторов [5]. В этом случае возможно сравнивать звенья и кинематические пары элементов системы не по критериям износостойкости и усталости непосредственно, а по параметрам, от которых они зависят. Параметры, которые однозначно определяют состояние элемента по рассматриваемому критерию работоспособности, назовем информативными. Так, например, если критерий — прочность, может оцениваться коэффициентом запаса прочности

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n], \quad (13)$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_m + \varepsilon_n} \sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_m},$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_m \varepsilon_n} \tau_a + \Psi_\tau \tau_m}, \quad (14)$$

то информативными параметрами будут:

- σ_{-1}, τ_{-1} — пределы выносливости материалов по нормальным и касательным напряжениям;
- σ_a, τ_a — амплитудные нормальные и касательные напряжения;
- σ_m, σ_τ — средние напряжения;
- K_σ, K_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений;
- $\varepsilon_m, \varepsilon_n$ — масштабный коэффициент и коэффициент качества поверхности;
- Ψ_σ, Ψ_τ — коэффициенты влияния асимметрии цикла напряжений.

Информативные параметры делятся на абсолютные и косвенные. Абсолютными информативными параметрами являются такие, которые непосредственно входят в функциональные зависимости, определяющие соответствующий критерий работоспособности.

Так, например, параметры σ_{-1} , τ_{-1} , σ_a , τ_a , σ_m , σ_r , K_σ , K_τ , ϵ_m , ϵ_n , Ψ_σ , Ψ_τ , входящие в зависимости (14), определяющие критерий работоспособности: прочность — являются абсолютными информативными параметрами.

Не всегда все параметры, входящие в зависимости для определения числовых значений критериев работоспособности, известны, вследствие этого не удастся провести расчет по заданному или выбранному критерию работоспособности.

Если хоть один из параметров, входящих в формулы (14), например, σ_{-1} или τ_{-1} , отсутствует, то рассчитать коэффициент запаса прочности n нельзя. В то же время могут быть известны данные, которые в какой-то мере характеризуют свойства деталей по заданному критерию. Так, в нашем случае могут быть известны, например, характеристики выносливости материала деталей не при симметричном знакопеременном цикле напряжений, а при каком-то асимметричном цикле напряжений или же известны совсем иные характеристики, которые не позволяют напрямую получить абсолютные значения σ_{-1} и τ_{-1} , но в определенной мере могут характеризовать напряженность деталей, например, изменение режима работы детали, то есть изменение нагрузки, частоты функционирования и т.п. В этом случае оценку работоспособности элемента по заданному критерию сделать не удастся, однако сравнение элементов между собой можно произвести, но не по критериям работоспособности, а по параметрам, от которых зависит работоспособное состояние элементов, при этом можно привлечь к анализу также и такие параметры, которые не входят в функциональные зависимости критериев работоспособности, но являются параметрами, характеризующими в какой-либо степени работоспособное состояние элементов. Такие параметры называются косвенными информативными параметрами.

Так, например, косвенный параметр: твердость — не входит в формулы (14) коэффициентов запаса прочности, но абсолютные параметры σ_{-1} , τ_{-1} , K_σ , K_τ , ϵ_n зависят от твердости материала, и в зависимости от твердости работоспособность детали может изменяться в широких пределах.

При анализе работоспособности кинематических пар и звеньев элементов по информативным параметрам следует их проверять по критериям достаточности, существенности и некоррелированности.

Требование существенности системы параметров заключается в том, что среди параметров P_j нет ни одного, который был бы одинаковым по величине для всех сравниваемых элементов

$$P_{ij} \neq \text{Const}, j = 1, 2, \dots, n. \quad (15)$$

Если же найдется $P_{ij} \neq \text{Const}$, то он должен быть исключен из системы параметров.

Требование достаточности системы параметров заключается в том, что среди всех рассматриваемых элементов нет элементов с совершенно одинаковыми параметрами

$$P_{ij} \neq P_{ik}, i = 1, 2, \dots, n. \quad (16)$$

Требование некоррелированности системы параметров заключается в том, что среди параметров P_i нет ни одной пары, численные значения которых были бы функционально связаны. Если имеется функциональная связь между параметрами P_i и P_n , то один из них исключается.

Таким образом, сравнение элементов между собой производится на основании анализа группы параметров для L кинематических пар и M звеньев, на которые расчленены эти элементы. Допускаемые величины этих параметров обычно зависят от режима работы сопряжений и деталей, поэтому кинематические пары и звенья, на которые расчленены элементы, следует разделить на три группы по виду режима работы:

- группа одноразового действия, то есть таких, время работы которых мало и несоизмеримо со временем работы системы;
- группа длительного действия при постоянной нагрузке, то есть такие, число включений которых и продолжительность функционирования соизмеримы с соответствующими показателями системы;
- группа длительного действия при переменной нагрузке, то есть такие, число включений которых больше числа включений системы, а продолжительность функционирования — соизмеримы.

В случае, когда кинематическая пара или звено могут быть отнесены к каким-либо двум группам (например, зубчатое колесо: его зубья работают длительно с переменной нагрузкой, а ступица — длительно с постоянной нагрузкой), то его следует включать в группу с более жесткими условиями работы (с более жестким режимом).

Кинематические пары и звенья одноразового действия в дальнейшем рассматривать с точки зрения влияния на работоспособность системы из-за усталости и износа не имеет смысла.

Для всех параметров по каждой кинематической паре и звену определяются коэффициенты близости исходя из следующих условий: если увеличение действительного значения параметра по сравнению с нормированным значением данного приводит к снижению работоспособности рассматриваемой кинематической пары или звена, то коэффициент близости рассчитывается по следующей формуле

$$P_{ij} < \bar{P}_{nj} \Rightarrow Y_{ij} = 1 - \left| \frac{\Delta P_{ij}}{\Delta P_{nj}} \right| \quad (17)$$

Если увеличение действительного значения параметра по сравнению с нормированным значением данного приводит к повышению работоспособности, то коэффициент близости рассчитывается по следующей формуле

$$P_{ij} > \bar{P}_{nj} \Rightarrow Y_{ij} = 1 - \left| \frac{\Delta P_{ij}}{\Delta P_{nj}} \right|, \quad (18)$$

где i — порядковый номер кинематической пары или звена, $i = 1, L$;

j — порядковый номер параметра, $j = 1, n$;

P_{nj} — нормированное значение j -го параметра, рекомендуемое практикой или же при отсутствии таких рекомендаций определяемое как среднее арифметическое

$$\bar{P}_{nj} = \frac{1}{n} \sum_1^n P_{nj}, \quad (19)$$

$\Delta P_{ij} = |P_{nj} - P_{ij}|$ — модуль разности между нормированным значением и конкретным значением j -го параметра для i -й кинематической пары элемента;

$\Delta P_{nj} = \text{ext}/P_{nj} - P_{ij}/P_{nj}$, $P_{ij} \in D$ — экстремальное значение модуля разности между нормативным максимальным или минимальным значением j -го параметра для i -й кинематической пары, или звена элемента, при этом минимальное и максимальное значения измерены для одного параметра и взяты из множества измеренных значений D .

Можно записать далее, что

$$\text{ext}/P_{nj} - P_{ij}/P_{nj} = \sup/P_{nj} - P_{ij}/P_{nj} \vee \inf/P_{nj} - P_{ij}/P_{nj},$$

$$\begin{aligned} \sup/P_{nj} - P_{ij}/ &= /P_{nj} - P_{ij} \min/, \\ \inf/P_{nj} - P_{ij}/ &= /P_{nj} - P_{ij} \max/. \end{aligned} \quad (20)$$

Если имеются статистические данные по рассматриваемому параметру, то есть ряд случайных числовых значений параметра, то можно показать, что в этом случае коэффициент близости, выраженный в процентах, есть не что иное, как коэффициент вариации [6].

Коэффициент близости Y_{ij} к нормированному значению изменяется в пределах $0 < Y_{ij} \leq 1$. Сумма коэффициентов близости по всем параметрам $\sum Y_{ij}$ является характеристикой кинематических пар и звеньев, позволяющей сравнивать последние между собой

$$x_i = \sum_j Y_{ij}. \quad (21)$$

Таким образом, алгоритм сравнения элементов между собой следующий:

элементы расчленяются до уровня кинематических пар и звеньев;

для каждой кинематической пары и звена определяются коэффициенты близости к нормированному значению по информативным параметрам, и находится их сумма $\sum Y_{ij}$, которая является характеристикой пары или звена;

составляется характеристика элемента, включающая сумму характеристик кинематических пар и звеньев, которые входят в элемент с учетом весовых коэффициентов;

строится ряд приоритетности по значениям характеристик элементов, на первом месте стоит элемент с наименьшей характеристикой.

Если элемент состоит из однотипных звеньев, подлежащих сравнению, влияние информативных параметров на сумму коэффициентов близости идентично и зависит лишь от конструктивных различий звеньев. В случае, если элемент состоит из разнородных звеньев, влияние каждого параметра в сумме коэффициентов близости должно учитываться соответствующим весовым коэффициентом, который определяется методом экспертных оценок или путем эксперимента.

Необходимо отметить, что алгоритм сравнения аналогичен и при расчете по другим критериям (точность, жесткость и т.п.), отличие лишь в параметрах, по которым определяются коэффициенты близости.

При определении слабых элементов использовать информацию о работоспособности если не самих элементов, то их аналогов. По наличию сведений об элементах механической системы их можно разбить на три группы:

1 группа: элементы, имеющие аналоги в других, ранее разработанных и эксплуатируемых системах, то есть по данным элементам есть полная информация о работоспособности;

2 группа: элементы, имеющие аналоги в других, ранее разработанных и эксплуатируемых системах, отличающихся по конструктивному исполнению и условиям эксплуатации, но позволяющие получить ориентировочные оценки показателей работоспособности данных элементов;

3 группа: элементы, разрабатываемые впервые и являющиеся оригинальными. Наименьшую информацию по работоспособности имеют элементы 3 группы.

Элемент, занимающий первое место в ряду приоритетности, должен в первую очередь быть подвергнут тщательному анализу, расчетам и, если надо, испытаниям показателей его работоспособности. Если этот элемент, имеющий наименьшую характеристику работоспособности, удовлетворяет требованиям надежности, то остальные элементы, имеющие большие значения характеристик работоспособности, можно не испытывать.

Литература. 1. Системный анализ и структура управления: книга восьмая // Сб. под общ. ред. проф. В.Г. Шорина, М.: Знание, 1975, - 304 с. 2. Чумаков Н.М., Серебряный Е.И. Оценка эффективности сложных технических устройств. - М.: Советское радио. 1980. - 192 с. 3. Гмошинский Г.И. Инженерное прогнозирование. - М.: Энергоиздат. 1982. - 208 с. 4. Благодарный В.М. Прогнозирование слабого элемента при оценке работоспособности механизма на этапе проектирования // Авиационная промышленность. - 1979. - №9. - с. 21-24. 5. Кралельский И.В. Трение и износ. - М.: Машиностроение. 1968. - 480 с. 6. Смирнов Н.В., Дунин-Борковский И.В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений. - М.: Наука. 1969. - 512 с.

УДК 620.171.311.3

В.М.Сурин

ЗАКОНЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОТКАЗОВ ЭЛЕКТРОРАДИОЭЛЕМЕНТОВ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ НА УДАРНУЮ И ВИБРАЦИОННУЮ ПРОЧНОСТЬ

*Учреждение образования «Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники»
Минск, Беларусь*

Элементы приборов и аппаратуры при транспортировании или эксплуатации на подвижных объектах воспринимают различные механические нагрузки, имеющие сложный характер. Их сводят к вибрационным и ударным воздействиям.

Действующими стандартами предусмотрены следующие методы стендовых испытаний аппаратуры на вибрационную и ударную прочность: испытания на действия синусоидальной и случайной вибраций, многократных ударов.

Разнообразие методов испытаний является результатом поиска компромиссного решения, которое удовлетворяло бы хорошей имитации реальных механических воздействий и наиболее простой их реализации.

Первому условию достаточно полно отвечают испытания на действие широкополосной случайной вибрации и многократных ударов. Испытания на действие синусоидальной вибрации отличаются простотой технических процедур и доступностью оборудования.

Испытания элементов на вибрационную и ударную прочность вызывают сходные эффекты: реакция элементов на вышеуказанные виды воздействия близка к синусоидальному колебанию, основным видом отказа является многоцикловое усталостное разрушение.

При расчетах долговечности элементов, подверженных вышеуказанными видами нагружения, применяют вероятностные методы, основанные на использовании статистических распределений. Случайное поведение показателей долговечности обусловлено стохастической природой процесса усталостного разрушения, неоднородностью структуры и характеристик механических свойств материала, отклонениями размеров и формы элементов от номинальных, различием качества поверхностного слоя и другими подобными явлениями. Необходимо выбрать гипотетическое распределение отказов (долговечности), адекватное истинному распределению, что позволит с большей точностью рассчитывать показатели долговечности при заданной вероятности отказа.

В качестве объектов испытаний выбраны широко используемые в аппаратуре

электрорадиоэлементы, являющиеся типичными представителями изделий массового производства: резисторы типа МЛТ, конденсаторы. При выборе учитывали различие в способах крепления, вес и стоимость в связи с испытанием их большого количества. Элементы представляли собой сосредоточенную массу с проволочными выводами из меди или кобальта. Основными моделями крепления испытываемых элементов были: двухопорный закрепленный по краям стержень с сосредоточенной посередине массой и консольно закрепленный стержень с сосредоточенной массой на свободном краю. Элементы одного типоразмера испытывали на каждом режиме одновременно партиями по 20...68 штук. Для уменьшения разброса результатов испытаний элементы определенного типа выбирались из одной партии. Специальные приспособления, устанавливаемые на столах вибрационного и ударного стендов, обеспечивали: идентичность заделки выводов элементов испытываемых партий; отклонение ускорений в различных точках от задаваемого в контрольной точке не более 7%; отсутствие резонансов приспособления в исследуемом диапазоне частот.

При испытаниях на синусоидальную и случайную вибрации использовали электродинамические вибрационные установки УВЭ-5/10000. Режимы воздействия при испытании на синусоидальную вибрацию устанавливали с помощью системы управления вибростендом СУВУ-4, которая обеспечивает автоматическое поддержание постоянного уровня задаваемого ускорения на столе вибростенда, автоматическую развертку частоты нагружения в установленном диапазоне или ее фиксирование на заданной величине. Режимы воздействия при действии случайной вибрации устанавливали с помощью системы СПВ-3ПМ, которая поддерживала заданный уровень среднеквадратического значения ускорения для выбранной формы спектра.

Испытания на действие многократных ударов проводили с помощью электродинамической установки УУЭ-2/200М, которая обеспечивала поддержание заданных значений амплитуды ускорения, длительности и частоты следования ударных импульсов полусинусоидальной формы.

В качестве виброизмерительных преобразователей, устанавливаемых в контрольной точке приспособления для крепления испытываемых элементов использовали пьезоэлектрические акселерометры типа ИС313А.

Отказы у испытываемых токопроводящих элементов автоматически фиксировали регистратором отказов, позволяющим одновременно контролировать до 100 элементов. Устройство регистрирует и представляет в цифровом виде число циклов нагружения ($N_{\max}=10^9$ циклов) и время наработки до отказа ($t_{\max}=10^6$ секунд), при которых происходит усталостное разрушение вывода и нарушение проводимости электрической цепи. Частота опроса каналов 600 Гц.

Каждую партию испытывали при неизменном режиме воздействия до разрушения выводов всех элементов. При испытании на синусоидальную вибрацию режим определялся частотой (фиксированной или диапазоном качания частоты) и уровнем виброускорения. Режим испытания на случайную вибрацию задавался формой, шириной спектра и уровнем среднеквадратического значения ускорения по частотным диапазонам спектра. Режим испытаний на многократные удары определялся длительностью и амплитудой ускорения ударного импульса, а также частотой следования ударов.

Тип закона распределения наработки T до отказа элементов испытанных партий определяли путем сравнения с теоретическими распределениями с помощью статистических критериев согласия. Простейшие критерии согласия основаны на сравнении некоторых генеральных параметров (асимметрии и эксцесса) предполагаемого распределения с оценками, полученными по исследуемой выборке. К более строгим и точным критериям относят χ^2 -критерий Пирсона.

При использовании критерия согласия Пирсона за меру расхождения теоретиче-

Распределения отказов элементов испытанных партий сравнивали со следующими теоретическими двухпараметрическими распределениями: нормальным, логарифмически нормальным и Вейбулла. При этом использовали критерии Пирсона и Колмогорова и специальный критерий W при малых объемах партий [1, 2]. Во всех случаях задавали уровень значимости равный 0,05. В абсолютном большинстве случаев была принята гипотеза о логарифмически нормальном распределении. Так, при испытании на случайные вибрации из 80 испытанных партий в 80 случаях была принята гипотеза о логарифмически нормальном распределении, гипотеза о нормальном распределении не противоречила экспериментальным данным в 5 случаях, а гипотеза о распределении Вейбулла не противоречила экспериментальным данным только в одном случае. При обработке результатов испытаний 40 партий на многократные удары, только в трех выборках логарифмически нормальное распределение не согласуется с экспериментом. Результаты обработки 14 партий, испытанных на воздействие синусоидальной вибрации методами качающейся в диапазоне и фиксированной частоты возбуждения подтвердили во всех случаях правомочность принятия логарифмически нормального распределения отказов.

Дополнительно к машинной обработке были построены на вероятностной бумаге для логарифмически нормального распределения и распределения Вейбулла графики эмпирических распределений. Чем меньше нанесенные точки эмпирического распределения отклоняются от прямой, тем убедительнее принятие теоретического распределения, для которого построена сетка. Анализ графиков, построенных на вероятностной бумаге, показал, что эмпирические распределения отказов при испытаниях на вибро и ударную прочность согласуются с логарифмически нормальным распределением, что нельзя сказать о распределении Вейбулла.

Анализируя результаты испытаний партий различных электрорадиоэлементов с разными схемами крепления на многоцикловое усталостное разрушение при воздействии синусоидальной и случайной вибраций и многократных ударов отметим, что экспериментально полученные распределения наработок до отказа хорошо согласуются с теоретическим логарифмически нормальным законом распределения. Обоснование логарифмически нормального распределения усталостной долговечности вытекает из предположения об обратной пропорциональной связи между скоростью накопления повреждений и числом наработанных циклов [3].

Литература. 1. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. – М.: Машиностроение, 1985. – 232с.

2. ГОСТ 11.006–88 Прикладная статистика. Правила проверки согласия опытного распределения с теоретическим. – М.: Изд. стандартов, 1992. – 33с. 3. Герцбах И.Б., Кордонский Х.Б. Модели отказов. – М.: Сов. Радио, 1966. – 270с.

ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА НА НАДЕЖНОСТЬ ВОССТАНОВЛЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

*Полоцкий государственный университет
Новополоцк, Беларусь*

Отказ материала с покрытием в значительной степени определяется наличием дефектов в металле основы и материале покрытия, а также их взаимодействием с частицами присадочного материала. Механическая обработка таких деталей приводят к изменениям структуры поверхностного слоя, ранее скрытые микродефекты и поры выходят на поверхность, являясь очагами разрушения [1,2]. Целью настоящей работы является разработка рабочей гипотезы надежности материалов деталей машин, подвергающихся восстановлению путем нанесения покрытий.

Анализ структур металлов с различными газотермическими покрытиями, рис. 1, показывает, что по глубине сечения можно выделить три характерных зоны, расположенных последовательно от основы к поверхности: зона I – основной металл (матрица); зона II – переходной слой; зона III – покрытие.

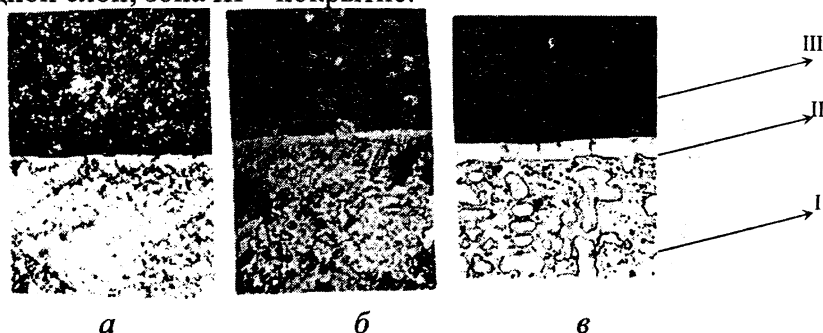


Рисунок 1. Типичный вид строения структуры стальной детали с покрытием, восстановленной: *a* – газопламенным напылением; *b* – индукционной наплавкой; *в* – лазерным напылением.

Предположим, что материал восстановленной детали, представляет собой систему, состоящую из трех последовательных элементов: основной металл - переходная зона - покрытие. Раздел теории надежности, занимающийся изучением процесса восстановления работоспособного состояния, называется теорией восстановления и соединении элементов в системе, при котором отказ хотя бы одного элемента приводит к отказу всей системы, принято называть последовательным. Предположение о том, что все однотипные элементы равнонадежны, т.е. независимо от режимов работы имеют одинаковую интенсивность отказов, в случаях восстановления металлов путем нанесения покрытий, нуждается в уточнении. Технологические процессы производства металлов и формирования покрытий неизбежно приводят к появлению различного рода дефектов, влияющих на нагрузочную способность и долговечность изделия. В данной системе не все элементы работают непрерывно от момента начала работы системы и до окончания. Показатели надежности элемента можно рассчитать, если известен закон распределения наработки элемента до отказа или его основные параметры [7].

Показателем надежности восстановленного металла может служить вероятность безотказной работы $P(t)$, которая может быть определена следующим образом:

$$P(t) = P_1(t_0) P_2(t_1) P_3(t_1) , \quad (1)$$

где: $P_i(t)$ – вероятность безотказной работы элементов системы; t_0 – время работы элемента I; t_1 – время работы элементов II и III.

В общем случае поведение материалов в процессе работы характеризуется кривой интенсивности отказов и на восстановление поступают, как правило, детали изношенные, имеющие необратимые физико-химические изменения структуры и пониженную надежность. Для описания прочности таких деталей может быть использован закон Вейбулла-Гнеденко. Если восстановление происходит с использованием присадочного материала, родственного материалу основы, то

$$P(t) = \exp(-N\lambda t), \quad (2)$$

где: N – число элементов системы; λ – интенсивность отказа элемента;

При восстановлении присадочным материалом, имеющим значительные отличия в физико-механических свойствах от материала основы, вероятность безотказной работы равна

$$P(t) = \exp(-At), \quad (3)$$

где: $A = \sum \lambda_i$.

Интенсивность отказов $\lambda(t)$ связана с плотностью распределения отказов $f(t)$ при вероятностной оценке следующим образом:

$$\lambda(t) = f(t) / P(t). \quad (4)$$

Основными критериями прочности материала являются пределы прочности σ_b , текучести σ_T и выносливости σ_{-1} . Для деталей машин, работающих в условиях знакопеременных нагрузок, определяющим будет предел выносливости σ_{-1} . Следовательно, за параметр прочностной надежности материала основы можно принять σ_{-1} , с учетом того, что в процессе работы в материале накопились необратимые усталостные повреждения, т.е. можно рассматривать элемент I как материал с микротрещинами. Плотность распределения предела выносливости основы (элемент I) задается равенством

$$f_I(\sigma_{-1}) = ac\sigma_{-1}^{a-1} - \exp(c\sigma_{-1}^a), \quad (5)$$

где: a, c – параметры распределения.

Свойства прочностной надежности переходной зоны и покрытия могут быть описаны логарифмически нормальным распределением:

$$f_{II}(\sigma_{сч}) = (1 / \sigma_{сч} \sigma \sqrt{2\pi}) \exp\{(\ln \sigma_{сч} - a)^2 / 2 \sigma^2\}, \quad (6)$$

$$f_{III}(\sigma_{-1}) = (1 / \sigma_{-1} \sigma \sqrt{2\pi}) \exp\{(\ln \sigma_{-1} - a)^2 / 2 \sigma^2\}, \quad (7)$$

где: $\sigma_{сч}$ – прочность сцепления материала покрытия с материалом основы;

σ – среднее квадратическое отклонение.

На прочностную надежность материала с покрытием существенное влияние оказывает характер взаимодействия и распределение микродефектов (микропор), возникающих в процессе создания покрытия. Взаимодействие пор в приповерхностной области пористой структуры обусловлено объемной диффузией вакансий, концентрация которых повышена из-за наличия большего числа малых пор. При наличии ансамбля пор равновесная концентрация вакансий в матрице материала повышается, что ведет к увеличению коэффициента диффузии $D_{эф}$ и уменьшению энергии активации E_v . В процессе высокотемпературной обработке в приповерхностном слое процесс диффузии вакансий ускоряется. Можно показать [4-6], что поры, размеры которых $\approx 0,05$ мкм, залечиваются полностью за время порядка нескольких минут. Значит, поры радиусом $R > R_k$ из разряда растущих со временем переходят в разряд залечивающихся. По видимому, поры с размерами $\approx 1,0$ мкм располагаются по границам зерен и эволюция их размеров связана еще и с диффузией по границам зерен. При кратковременной температурной обработке температура от максимума на поверхности уменьшается вглубь материала. На поверхности поры температура различна и атомы "испаряясь" с "горячей" поверхности, конденсируются на "холодной". В итоге пора перемещается как еди-

ное целое. Учитывая, что коэффициент поверхностной диффузии больше чем объемной [3], вклад в изменение размера поры диффузии по границам зерен может быть существенным. Кроме того, разность температур создает давление, сжимающее пору в направлении градиента температуры. В результате учета перечисленных факторов можно ожидать, что при кратковременной высокотемпературной обработке в приповерхностной области металла малые поры залечиваются полностью; поры, лежащие близко к поверхности выходят на поверхность, создавая беспористую "корку", что приводит к дополнительному упрочнению материала. Управляя физико-механическими свойствами материалов основы и покрытия возможно обеспечить заданный уровень прочностной надежности.

Литература. 1. Завистовский В.Э. Механика разрушения и прочность материалов с покрытиями. - Новополоцк: ПГУ, 1999.- 144 с. 2. Болотин В.В. Объединенные модели в механике разрушения // Известия АН СССР: Механика твердого тела, 1984, N 3.- с.127 -137. 3. Гегузин Я.Е. Диффузионная зона. - М.: Наука, 1979.- 344 с. 4. Завистовский В.Э., Богданова Е.А., Завистовский С.Э. Структурно-диффузионный механизм залечивания микротрещин при изнашивании // Трение и износ, 1997. Том 18, № 1.- с. 42-45. 5. Черемской Т.Г., Слезов В.В., Бетехтин В.И. Поры в твердом теле.- М.: Энергоатомиздат, 1990.- 256 с. 6. Zavistovskiy V.E., Bogdanova E.A., Krivenok S.K. Evolution of structure of material with coating at high temperature exposure // BAMFAC'98.- Vilnius: Technika, 1998.- p.172-177. 7. Надежность и эффективность в технике: Справочник. В 10 т. Т.5.: Проектный анализ надежности / Под ред. В.И. Патрушева и А.И. Рембизы.- 316 с.

УДК 669.621.785

ВИДЫ ПРЕЖДЕВРЕМЕННЫХ ПОЛОМОК ДЕТАЛЕЙ И МЕТОДЫ ИХ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ

Гурченко П.С., докт. техн. наук Минский автомобильный завод, Минск, Беларусь

Рассмотрены и систематизированы наиболее часто повторяющиеся виды износа и поломок деталей автомобиля МАЗ, исследованных в Центральной заводской лаборатории МАЗ в связи с преждевременным выходом из строя и предположительные причины их вызывающие, установленные в процессе металлографических исследований. Приведены практические рекомендации по конструктивным и технологическим мерам, позволяющим снизить вероятность наиболее часто встречающихся разрушений деталей

Разрушение деталей в большинстве случаев происходит в результате воздействия целого ряда неблагоприятных факторов. Одни из них возникают уже на стадиях конструирования и выбора материала деталей. Другие появляются при изготовлении, упрочнении и сборке деталей, а также в процессе эксплуатации из-за нерациональных режимов эксплуатации и обслуживания. В связи с этим установление истинной причины разрушения детали часто не может быть выполнено каким-то конкретным видом исследования или расчетом. С достаточной степенью достоверности причина разрушения в большинстве случаев может быть установлена только комплексом исследований, включающих проверку расчетов на прочность, анализ технологии изготовления и сборки узлов и условий эксплуатации, исследование характера и следов взаимодействия

разрушенной детали с сопряженными, изучение поверхностей разрушения, химического состава, структуры и твердости материала разрушенной и сопряженных деталей.

В отдельных случаях поломка или износ наступает из-за единственного из перечисленных выше факторов. Установление причины разрушения в этом случае значительно упрощается и может быть достигнуто уже в процессе визуального осмотра или металлографических исследований разрушенной детали.

Зубчатые передачи. Одним из видов разрушения шестерен, выявляющимся как на стадии изготовления автомобилей, так и при их эксплуатации являются сколы зубьев. Наиболее часто они представляют собой отслоение части зуба под углом примерно 45° к его оси с выходом поверхности разрушения на рабочие поверхности, торец и вершину зуба (рис.1, а). Этот вид разрушения часто появляется уже в процессе производства деталей, изготовленных из цементуемых марок стали и прошедших полный цикл упрочнения. В процессе производства он выявляется в виде трещин и сколов, обнаруживаемых в процессе очистки дробью и при шлифовании упрочненных шестерен, а также при незначительных ударах деталей.

В ряде случаев закалочные микротрещины не выявляются в производстве, а раскрываются уже в процессе эксплуатации и становятся причиной поломки всего узла и выхода из строя автомобиля в целом. Иногда термические напряжения, возникающие в процессе упрочнения, не приводят к поломкам и трещинам в процессе производства, но накладываясь на эксплуатационные нагрузки, приводят к возникновению внутренних напряжений в материале деталей, превышающих критические значения, что приводит к разрушению деталей машин уже в процессе эксплуатации при отсутствии видимых причин. Установить причину поломки в этом случае наиболее трудно.

Установлено, что образованию сколов трещин и чрезмерных термических напряжений способствуют наличие карбидной сетки в микроструктуре цементованного слоя, (рис.2, а), большая толщина слоя, высокая твердость сердцевины зуба, неравномерное распределение структурных составляющих в упрочненном слое, повышенное содержание остаточного аустенита и крупноигольчатая структура (рис.2, б.) , являющиеся следствием нарушения режимов цементации и перегрева при закалке. Необходимо отметить, что в литературе встречаются противоречивые мнения о влиянии остаточного аустенита на износостойкость. По данным отдельных работ наличие остаточного аустенита в углеродистых сталях увеличивает их износостойкость. Ю.А. Геллер считает, что наличие в углеродистых сталях 10 -- 15% остаточного аустенита не влияет на твердость и износостойкость, а при большем содержании снижает их. Исследованиями деталей автомобилей МАЗ установлено, что содержание в цементованном слое 20% и более остаточного аустенита приводит к преждевременному разрушению цементованных шестерен.

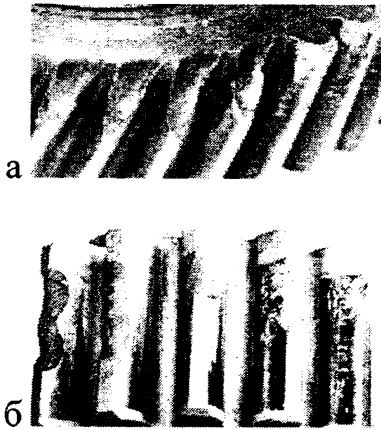


Рис.1. Вид сколов на зубьях шестерен: а – сталь 25ХГТ, цементация, твердость сердцевины 47 HRC, б – 20ХН3А, цементитная сетка в структуре упрочненного слоя.

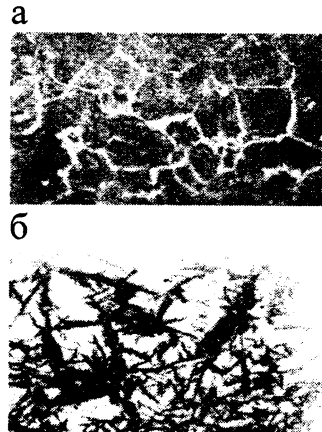


Рис.2. Дефектная структура цементованного слоя, приводящая к сколам зубьев $\times 500$: а - цементитная сетка в структуре слоя, б - крупноигльчатый мартенсит, более 30% остаточного аустенита,

Прочность зуба при изгибе при максимальном нагружении (при резком трогании с места с максимальным крутящим моментом, резком торможении, заклинивании), определяется, в основном, твердостью сердцевины и изменяется пропорционально числу твердости HB. Однако излишне высокая твердость приводит к резкому снижению долговечности зубчатого колеса в результате хрупкого разрушения при возрастании нагрузки. Рекомендуемая различными исследователями твердость сердцевины зуба колеблется от 20 до 50 HRC. Для тяжело нагруженных зубчатых колес этот интервал составляет 28 – 42 HRC. При такой твердости в стали сочетаются высокая прочность и достаточная пластичность. Нерациональный выбор материала шестерен, иногда имеющий место при заменах, не предусмотренных чертежом, или нарушения режимов упрочнения часто является причиной поломок из-за несоблюдения рекомендуемой твердости сердцевины зубьев. Исследованиями шестерен автомобилей МАЗ установлено, что при твердости сердцевины зуба менее 24 HRC часто происходит разрушение в виде продавливания цементованного слоя, смятия и поломка зубьев у основания. На рис.3, а) показан характер разрушения шестерен, изготовленных из стали 18ХГТ и упрочненных цементацией на глубину 1,0 мм и последующей закалкой с твердостью сердцевины 23 HRC.

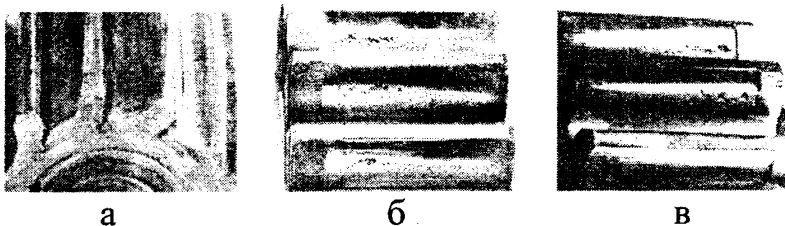


Рис.3. Вид преждевременно разрушенных при эксплуатации шестерен: а – 18ХГТ, цементация 1,0 мм, твердость поверхности 58 HRC, сердцевины – 23HRC, (продавливание цементованного слоя и смятие зубьев), б, в – питтинг, 20ХН3А, цементация 1,2 мм, твердость поверхности 61 HRC .

Структура сердцевины в этом случае представляет собой троостосорбит и участки феррита, ориентированные по границам зерен, что свидетельствует о заниженной температуре нагрева под закалку. Общеизвестно, что наличие феррита в структуре сердцевины зуба снижает также усталостную прочность зуба. При твердости сердцевины зубьев более 45HRC имели место сколы и хрупкие поломки зубьев, показанные на рис.1. Высокая твердость сердцевины зубьев обычно сопровождается крупноигльчатой структурой цементованного слоя также приводит к снижению ударной вязкости. Контактное выкрашивание (питтинг) относится к основным причинам выхода из строя зубчатых колес, испытывающих высокие контактные напряжения. Для отдельных шестерен автомобилей и тракторов эти напряжения достигают 2300 МПа и более. При проектировании уровень допустимых контактных напряжений и определяет размеры шестерен. Выкрашиванию способствует недостаточная твердость поверхности, низкие точность зацепления и чистота поверхности, обезуглероженность поверхности, низкая твердость сердцевины зуба, мелкие участки феррита или троостита на поверхности, недостаточность смазки. При мягкой сердцевине возможно разрушение зубчатого колеса под поверхностным слоем. На контактную усталость влияет и комбинация материалов взаимодействующих колес; особенно неблагоприятна комбинация мягкой поверхности с цементованной. Достаточно высокой контактной выносливостью обладает мелкоигльчатый мартенсит, полученный поверхностной закалкой ТВЧ и цементованная поверхность. При этом некоторые исследователи указывают на лучшую стойкость против выкрашивания цементованных зубчатых колес, другие же указывают на большую стойкость закаленных ТВЧ. Причину преждевременного появления питтинга во многих случаях определить бывает трудно в связи со сложностью определения влияния многих факторов. На рис.3, б, в) показан износ поверхности зубьев, имеющий вид питтинга. При этом на рис.3, в) видно, что пятно контакта рабочей поверхности одностороннее из-за неточности изготовления или сборки, или появления закалочных деформаций, что в данном случае можно расценивать, как главную причину преждевременного износа, что однако не исключает и других неблагоприятных факторов. Установлено, что источником деформаций могут быть также остаточные внутренние напряжения от обработки резанием, они наиболее значительны при нарезке зубьев затупленным инструментом, либо при некачественной исходной структуре заготовок, ухудшающей условия резания. На Минском автозаводе разработаны и применяются методы поверхностной закалки зубчатых колес при индукционном нагреве, позволяющие полностью исключить деформации в процессе упрочнения и значительно повысить точность зацепления передач.

Большое влияние на снижение контактной выносливости оказывает качество шлифования. При нарушении режимов шлифования на обрабатываемой поверхности образуются пятна отпуска, прижоги и вторичной закалки. Поверхностный слой при этом приобретает неоднородную пятнистую структуру. Образуются растягивающие напряжения и шлифовочные трещины, которые значительно снижают срок службы деталей. На рис.4. видны прижоги и трещины образовавшиеся в процессе шлифовки торцевой поверхности шестерни.



Рис.4. Трещины и прижоги на торце шестерни из стали 20ХН3А после цементации на 1,2 мм, закалки 60 HRC и последующего шлифования

В процессе многократных циклических изгибающих нагрузок наибольшие напряжения развиваются в корне зуба. При превышении этих нагрузок определенной величины может происходить усталостное разрушение зуба. Усталостная прочность зуба при изгибающих нагрузках часто определяет долговечность тяжело нагруженных зубчатых колес. В наибольшей степени она зависит от вида и способа закалки. Так, по мнению многих экспериментаторов, по сравнению с улучшенным состоянием после закалки ТВЧ по зубу выносливость снижается, после закалки по впадине непрерывно-последовательным способом возрастает в 1,5-10 раз, после закалки по контуру на глубину 1,5 мм - возрастает на 37 %, а при большой глубине – снижается по сравнению с незакаленными. После закалки ТВЧ на поверхности зубьев возникают сжимающие напряжения в значительной степени повышающие усталостную прочность. Существенно ухудшают усталостную прочность зубчатых колес, упрочненных цементацией, цементитная сетка по границам зерен и наличие остаточного аустенита более 20%. Усталостный характер разрушения зубьев достаточно точно определяется осмотром поверхности излома, как и для других деталей.

При оценке влияния глубины, твердости и формы расположения упрочненного слоя на усталостную прочность наиболее часто считают, что более благоприятно расположение закаленного слоя равномерно по контуру зубчатого колеса, аналогично цементованному. При этом ориентировочная рекомендуемая толщина упрочненного слоя h в зависимости от модуля m должна соответствовать значениям:

m	1,5-2,25	2,5-3,5	4,0-5,5	6,0-10	11-12	14-18
h	$0,3 \pm 0,1$	$0,5 \pm 0,2$	$0,8 \pm 0,3$	$1,2 \pm 0,3$	$1,5 \pm 0,4$	$1,8 \pm 0,5$

Детали, испытывающие циклические нагрузки

Основными видами разрушения деталей типа валов, осей, кронштейнов, рычагов при эксплуатации являются: вязкое скручивание (рис.5,а), хрупкое разрушение (рис.5,б) и усталостное разрушение (рис. 6, а, б).

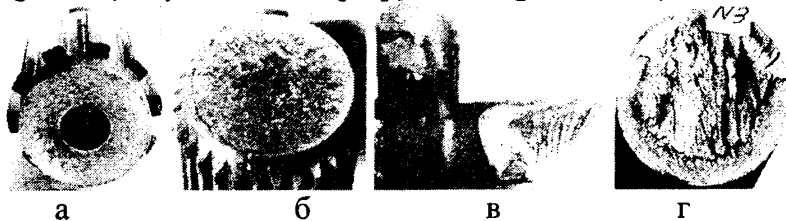


Рис.5. Внешний вид излома полуосей автомобиля МАЗ после вязкого скручивания а, б (35ХГС, закалка и отпуск 210 НВ) и хрупкого – в, г, (в - 40Х, сквозная закалка 54HRC, г – 40Х, поверхностная закалка при индукционном нагреве).

Во всех случаях вязкого скручивания для деталей нетермообработанных, нормализованных и улучшенных установлена заниженная твердость термообработки, например, 190 – 230 НВ вместо 240 – 297 НВ.

Хрупкое разрушение при скручивании наблюдается чаще и обычно является следствием высокой твердости (50 HRC и более) объемно закаленных деталей или повышенной толщины закаленного слоя при упрочнении закалкой ТВЧ. Практика применения закалки деталей автомобилей МАЗ сложной конфигурации, имеющих в зоне закалки шлицы, отверстия или проточки, а также зона закалки на которых одновременно охватывает цилиндрическую часть и прилегающую галтель, показывает, что в ряде случаев для отдельных партий стали происходит массовое появление закалочных трещин в этих зонах (рис.6,а). Не выявленные в процессе производства трещины являются основной причиной хрупких поломок деталей в процессе эксплуатации. Одной из причин, способствующих появлению этих трещин, может являться неодновременность протекания процессов охлаждения и структурных превращений для цилиндрической части и галтели изделий.

Причиной усталостного разрушения, как правило, являются: присутствие концентраторов напряжения в виде подрезов в местах перехода сечений, грубая механическая обработка, заниженная твердость термообработки, наличие феррита в структуре упрочненного материала. По виду поверхностей усталостного излома можно судить о характере и величине действовавших нагрузок. Наличие нескольких очагов разрушения свидетельствует о равномерной и невысокой концентрации напряжений, обычно такой вид имеет излом детали после некачественного упрочнения (Рис. 6, б, в). Один очаг разрушения свидетельствует, как правило, об односторонности циклической изгибающей нагрузки.

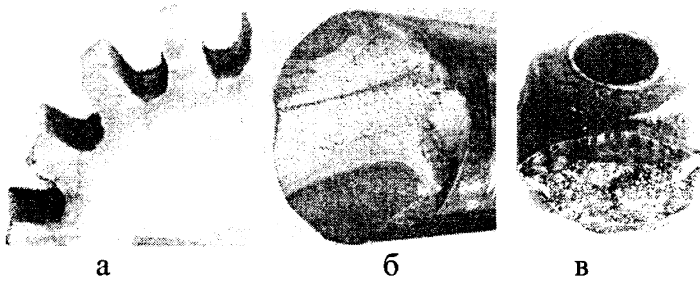


Рис.6. Закалочные трещины, а) и внешний вид усталостно разрушенных деталей б, в: б – 40ХН, твердость 204НВ, б – рычаг рулевой трапеции, 40ХН, твердость 229НВ.

Пружины, рессоры. Условия работы пружин и рессор предполагают высокий предел усталости, который достигается при высоких значениях прочности упругости. Такие свойства в наибольшей степени обеспечивает структура троостита, троостосорбита и мелкодисперстного сорбита в зависимости от несущих нагрузок. Недопустимым в структуре пружин является присутствие феррита. Это приводит к остаточной деформации и усталостным поломкам.

Также недопустимым является присутствие в структуре пружин и рессор мартенсита, которое является основной причиной хрупких поломок. В практике Минского автозавода известны случаи хрупких поломок пружин уже при сборке автомобиля, например, поломки пружин опрокидывания кабины автомобиля МАЗ. Причиной таких поломок, является завышенная твердость. Во всех таких случаях исследованиями установлены структуры троостомартенсита или мартенсита с твердостью 49 HRC и более.

Установлено, что основными видами разрушения пружин являются: хрупкое разрушение по причине высокой твердости; усталостные разрушения вследствие наличия поверхностных дефектов в виде трещин, обезуглероженного слоя, коррозии и др.

Причины и характер поломок рессор аналогичны пружинам. Так исследованиями установлено, что 80% всех поломок рессорных листов связаны с завышенной твердостью, наличием в структуре мартенсита, обезуглероженного слоя и других дефектов металла.

Крепежные детали. Разрушение болтов, шпилек, заклёпок и других крепежных деталей в процессе эксплуатации и монтажа приводят к серьезным повреждениям узлов и автомобиля в целом. При этом наиболее часто происходит вязкое разрушение вследствие недостаточного запаса прочности. Причинами в этом случае являются неправильный выбор размеров, марки стали, некачественная термообработка. Встречается хрупкое разрушение из-за завышенной твердости после термообработки и хрупкое разрушение деталей, полученных методом холодной высадки из-за наличия в структуре структурно-свободного цементита.

Для устранения вязких разрушений нетермообработанных болтов и шпилек рекомендуется применение более прочной стали или введение термообработки. Обычно для

болтов и шпилек предусмотрена термообработка на твёрдость 26-32 HRCэ. Для болтов, испытывающих высокие и сложные напряжения в работе, применяют стали 40X и 40XH, термоулучшенные на 32-40 HRCэ.

Часто происходит смятие резьбы болтов из-за наличия обезуглероженного слоя, образующегося в процессе отжига металла и термообработки готовых болтов. Для предотвращения этого применяют безокислительные методы нагрева в защитных средах при термообработке и индукционный нагрев токами высокой частоты.

Имеют место случаи хрупкого разрушения заклёпок по причине присутствия в структуре скоплений структурно свободного цементита. Такая структура обладает повышенной хрупкостью. Пластические свойства заклёпок в этом случае восстанавливаются нормализацией.

УДК 620.722

А.А. Ракицкий, В.В. Малятин

ОЦЕНКА СОПРОТИВЛЕНИЯ ХРУПКОМУ РАЗРУШЕНИЮ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ

*Институт надёжности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Для целого ряда сталей и сплавов механические характеристики - предел текучести, предел прочности, истинное сопротивление разрушению, относительное сужение и удлинение, полученные в условиях динамического нагружения, существенно отличаются от статических значений. Это обстоятельство может оказывать влияние и на поведение критического коэффициента интенсивности напряжений в зависимости от скорости приложения нагрузки. Следовательно, использование в расчетах несущей способности конструкций при их проектировании, а равно и при выборе материала, значений K_{Ic} и K_c , полученных в условиях статического нагружения, может привести к опасной переоценке эксплуатационных свойств материала конструкций, работающих в условиях воздействия динамических нагрузок. Исходя из этого необходимо принимать во внимание динамические значения критического коэффициента интенсивности напряжений K_{Ic} или K_c . Этим объясняется повышенный интерес к исследованию трещиностойкости в условиях динамического нагружения. Однако, по имеющемуся к настоящему моменту данным, трудно с полной определенностью судить о характере изменения трещиностойкости с ростом скорости деформирования.

Таким образом, необходимо отметить, что к настоящему времени отсутствуют четкие представления о степени влияния скорости нагружения и скорости деформации на критический коэффициент интенсивности напряжений. Общепризнанным является то, что сопротивление распространению трещины, есть характеристика материала, существенно и неоднозначно зависящая от скорости нагружения.

Исходя из этого при выборе материала для элементов конструкций по трещиностойкости, необходимо проводить оценку K_{Ic} (K_c) при скорости нагружения, соответствующей эксплуатационным условиям.

Трещиностойкость в условиях плоской деформации оценивалась испытаниями ВР-образцов (материал: сталь Ст.3, 50ХНЗМА). Существенным преимуществом ВР-

образцов относительно других типов является возможность распространения измерений K_{Ic} на материалы с низким пределом текучести.

Таким образом в заключение следует отметить, что трещиностойкость низкоуглеродистой стали Ст.3 и высокопрочной 50ХНЗМА с ростом скорости нагружения уменьшается, как в условиях плоской деформации, так и плоского нагруженного состояния. Полученные значения сопротивления развитию трещины можно использовать при выборе материала и расчетах конструкций, работающих в условиях динамического нагружения.

УДК 621.185.532

Бельский С.Е.

ИЗМЕНЕНИЯ СТРУКТУРЫ И СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ

*Белорусский государственный технологический университет
г. Минск, Беларусь*

Важное значение в проблеме повышения надежности и долговечности деталей машин и технологической оснастки имеет борьба с преждевременным износом.

Анализ процесса эксплуатации изделий, работающих в условиях высоких контактных нагрузок позволяет рассматривать их как своеобразную пару трения, работающую в условиях упругопластического контакта, долговечность которой зависит как от режима ее работы, так и от структуры и свойств контактирующих материалов, формирующихся в процессе трения. При такой постановке вопроса необходим металлофизический подход к проблемам изнашивания, предполагающий изучение процесса разрушения на микроскопическом уровне с учетом дефектов кристаллического строения и зависимости сопротивления износу от изменений структуры и субструктуры материалов.

Финишная механическая обработка придающая окончательную форму и размеры высокоточным деталям, а также инструменту, существенно преобразует структуру и свойства их поверхностных слоев. Во многих случаях, особенно при такой обработке как шлифование, эти изменения расцениваются как неблагоприятные, однако их влияние на последующую трансформацию поверхностных слоев изучено недостаточно. Весьма противоречивы данные о влиянии режимов обработки на структуру и свойства поверхностного слоя, не изучен в полной мере механизм развития процессов износа и усталостного разрушения поверхностей.

Целью настоящей работы явилось исследование изменений структуры и свойств материалов, происходящих в процессе эксплуатации деталей машин и технологической оснастки, работающих в условиях интенсивного трения.

Моделирование условий работы деталей проводилось с использованием образцов из сталей 40Х и 30ХГС на экспериментальной установке, обеспечивающей при различных условиях нагружения развитие механизмов износа, характерных для эксплуатации ряда деталей машин и технологической оснастки. Исследование напряженного состояния поверхности осуществлялось на дифрактометре ДРОН-3 с использованием скользящего пучка рентгеновских лучей [1].

Анализ образцов после шлифования (рис.1) показал весьма неравномерный уровень напряжений в поверхностном слое обеих сталей, оцениваемый по физическому уширению β линии (211), что согласуется с результатами работ [2,3]. Микроискажения кристаллической решетки в основном распределяются в тонком (до 15 мкм) поверхностном слое, что приводит к уменьшению его пластичности и повышению твердости. Вместе с тем снижается плотность металла, что вызывается увеличением количества дислокаций и вакансий.

Как показали результаты экспериментов (рис.2) в процессе испытаний имеют место существенные субструктурные изменения в материале поверхностного и приповерхностного слоев, являющиеся следствием упругопластической деформации металла и теплового эффекта. Данные явления непосредственно связаны с осуществлением процессов упрочнения и разупрочнения в контактном слое. Упрочнение, преобладающее, как правило, на стадии установившегося износа, возникает вследствие механического и фазового наклепа. Разупрочнение происходит преимущественно при нагреве деформированного металла или непосредственно при его деформации и способствует переходу материала в стабильное состояние за счет устранения последствий наклепа. На стадии динамического возврата происходит перераспределение дислокаций под действием высоких напряжений и при относительно низких температурах. Проведенные испытания показали, что интенсификация процессов разупрочнения предшествует наступлению стадии ускоренного износа, протекающего, как показали электронномикроскопические исследования, с преобладанием смятия и микротрещинообразования на контактных поверхностях. Таким образом, возникает задача устранения структурных изменений еще до начала ускоренного износа, что может быть реализовано путем проведения дополнительной термической или химико-термической обработки.

Сочетание процессов упрочнения-разупрочнения, как показали проведенные исследования [4], характерно и для развития процесса усталостного разрушения материала, что объясняется накоплением микроразрушений при знакопеременном пластическом деформировании и развитием деструкции материала [5]. Таким образом, способы повышения износостойкости путем промежуточной обработки могут быть реализованы и для повышения циклической прочности деталей машин и элементов конструкций.

Литература. 1.Рыбакова Л.М., Куксенова Л.И., Босов С.В. Рентгенографический метод исследования структурных изменений в тонком поверхностном слое металла при трении. Заводская лаборатория, 1973, № 3, с.293-295. 2.Кастыгов В.Т. Дислокационные процессы в механизме разрушения смазываемых поверхностей трения. Трение и износ, 2001, №2, с.186-189. 3.Бельский С.Е., Тофпенец Р.Л. Структурные факторы эксплуатационной стойкости режущего инструмента. Мн., Наука и техника, 1984, 127 с. 4.Довгялло И.Г., Бельский С.Е., Капсаров А.Г. Влияние циклического нагружения на физико-механические характеристики материалов трубопроводов. Труды БГТУ, серия II выпуск IX, Минск, 2001, с.159-162. 5.Рыбакова Л.М., Куксенова Л.И. Структура и износостойкость металла. М., Мишиностроение, 1982, 212 с.

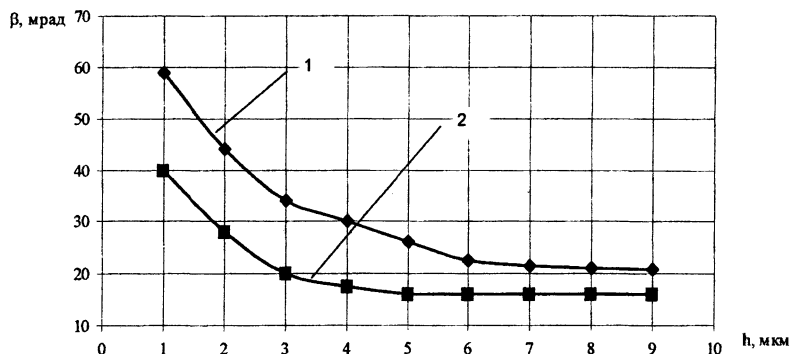


Рис.1. Изменения ширины линии (211) β по глубине h , $\mu\text{м}$ шлифованного слоя стали 40X (1) и 30Xгс (2).

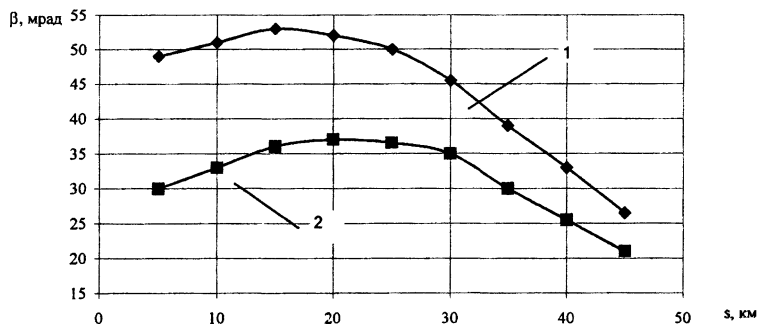


Рис.2.Изменения ширины линии (211) β при износных испытаниях стали 40X на глубине 2,0 $\mu\text{м}$ (1) и 5,0 $\mu\text{м}$ (2).

УДК 531.43/46+539.388.1 \Rightarrow 539.43

В.А. Жмайлик

КОМПЛЕКСНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ПО КРИТЕРИЯМ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ И ПЛАСТИЧНОСТИ

ПО ГОМСЕЛЬМАШ
Гомель, Беларусь

Статистические показатели качества, разработанные ранее [1], оказались весьма эффективными [2 - 5] и поэтому методы их оценки были доведены до стандартного исполнения [6]. Ниже обсуждается задача построения системы дифференциальных (единичных) и комплексных (групповых, интегральных) показателей, которая обеспечивает количественную оценку качества не только по одному (любому) механическому свойству, но и по определенному сочетанию таких свойств.

Показатель качества $\Pi(x_i)$ по данной характеристике x_i свойств определяется как вероятность того, что случайные значения x_{ij} не выйдут за нижнюю границу $x_{ij}^{\text{ГОСТ}}$, определяемую каким-либо нормативным документом (техническими условиями, стандар-

том и т.п.). Если случайная величина x_{ij} подчиняется закону распределения $\varphi(x_{ij})$, то показатель качества по данному свойству x_i будет

$$P(x_{ij}) = P(x_{ij} > x_{ij}^{гост}) = \int_{x_{ij}^{гост}}^{\infty} \varphi(x_{ij}) dx_{ij}, \quad (1)$$

где $i = 1, 2, 3, \dots, n$ – индекс, указывающий характеристику механических свойств (например, $x_1 = \sigma_T$, $x_2 = \sigma_b$ и т.д.), а $j = 1, 2, 3, \dots, m$ – индекс, определяющий вариационный ряд из m случайных значений данной характеристики.

Величина $P(x)$ изменяется в интервале $(0; 1)$. Если $P(x) = 1,0$, то качество по данной характеристике свойств «идеальное», а если $P(x) = 0$, то оно «предельно плохое», или заведомо неприемлемое. В технических приложениях обычно

$$0 < P(x) << 0,5. \quad (2)$$

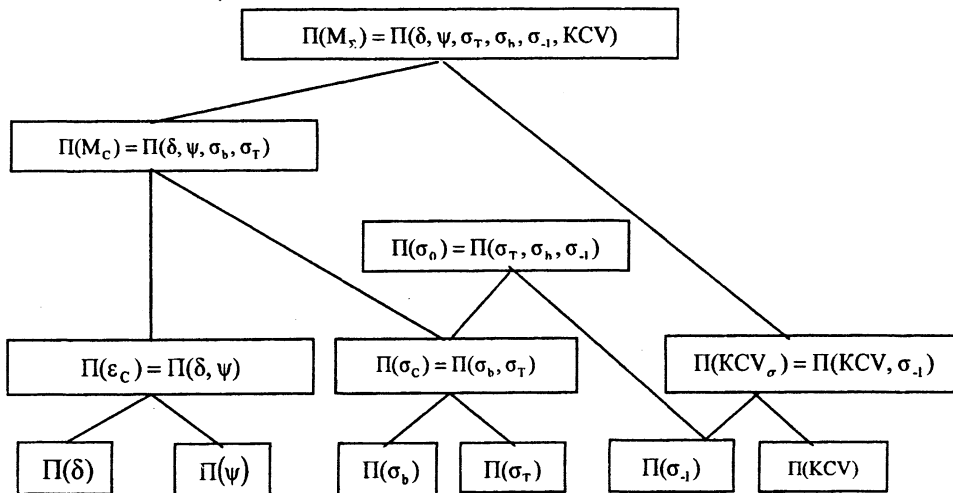
В стандарте [6] для интервала (2) установлены нормативные значения показателей (1), определяющие 3 (I, II, III) категории качества.

Иерархическая структура показателей качества по механическим свойствам представлена на рис. 1.

Из большого многообразия характеристик механических свойств (более двух десятков) для оценки качества отбираются лишь необходимые и достаточные (основные) свойства: $x_1 = \sigma_T$ – предел текучести, $x_2 = \sigma_b$ – предел прочности, $x_3 = \delta$, $x_4 = \psi$ – относительные удлинение и сужение, $x_5 = \sigma_{-1}$ – предел выносливости, $x_6 = KCV$ – ударная вязкость, так что в формуле (1) $i = 1, 2, \dots, 6 = n$. Эти характеристики необходимы, так как являются браковочными признаками при поставке сталей, например, в соответствии с техническими условиями. Они достаточны в общем случае, так как, взятые в совокупности, характеризуют сопротивление материала (и изделий, из него изготовленных) статическим, циклическим и ударным нагрузкам.

Рис. 1. Пятиуровневая структура показателей качества по основным характеристикам механических свойств

Показатели $P(x_i)$, $i = 1, 2, \dots, 6$ называют единичными, или отдельными, так как



они описывают качество стали по отдельно взятым характеристикам механических свойств.

Отдельные характеристики механических свойств σ_T , σ_b , δ , ψ , σ_{-1} , KCV можно рассматривать как систему случайных величин, распределение каждой из которых подчиняется определенному (но единому для всех характеристик) закону. Тогда объединение этих случайных величин в n -мерном пространстве выборок позволяет вы-

числить плотность вероятностей для системы n случайных величин и, следовательно, комплексный («суммарный») показатель качества по всем основным характеристикам механических свойств, определяемых при статическом, циклическом и динамическом нагружении:

$$\begin{aligned} \Pi(M_{\Sigma}) &= P(\sigma_T > \sigma_T^{ГОСТ}, \sigma_b > \sigma_b^{ГОСТ}, \sigma_{-1} > \sigma_{-1}^{ГОСТ}, \delta > \delta^{ГОСТ}, \psi > \psi^{ГОСТ}, KCV > KCV^{ГОСТ}) = \\ &= \int_{x_i > x_i^{ГОСТ}} \dots \int \varphi(x_1, x_2, \dots, x_n) dx_1 dx_2 \dots dx_n. \end{aligned} \quad (3)$$

В зависимости от целей конкретного исследования можно построить и групповые показатели качества. Так, для оценки качества материала только по характеристикам пластичности вводится показатель $\Pi(\varepsilon_c) = \Pi(\delta, \psi)$, а по характеристикам статической прочности – показатель $\Pi(\sigma_c) = \Pi(\sigma_T, \sigma_b)$.

Показатель $\Pi(KCV_{\sigma}) = \Pi(\sigma_{-1}, KCV)$ оценивает качество материала по сопротивлению циклическим и ударным нагрузкам, а показатель $\Pi(\sigma_0) = \Pi(\sigma_T, \sigma_b, \sigma_{-1})$ – по характеристикам сопротивления статическим и повторно-переменным нагрузкам. Наконец, показатель $\Pi(M_c) = \Pi(\sigma_T, \sigma_b, \delta, \psi)$ характеризует качество по свойствам прочности и пластичности в условиях статического нагружения. Таким образом, формируется пять иерархических уровней показателей качества (см. рис.1) – соответственно по одной, двум, трем, четырем и шести основным характеристикам механических свойств.

Расчет любого из показателей, представленных на рис.1, ведется по единой процедуре (3). Так, например, если принимается, что случайные величины σ_T и σ_b подчиняются нормальному распределению, имеем показатель

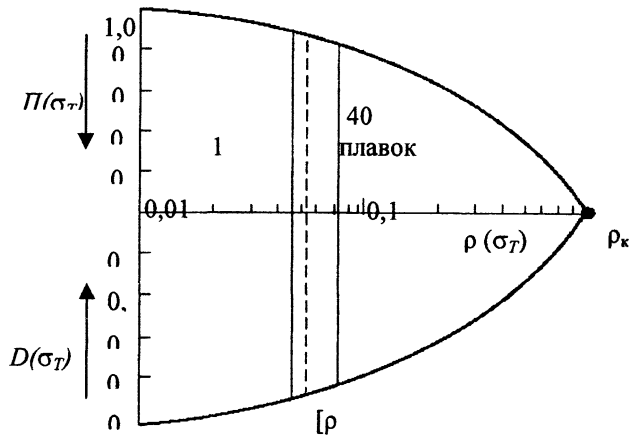
$$\begin{aligned} \Pi(\sigma_T, \sigma_b) &= P(\sigma_T > \sigma_T^{ГОСТ}, \sigma_b > \sigma_b^{ГОСТ}) = \int_{x_i > x_i^{ГОСТ}} \dots \int \frac{1}{2\pi(1-k)^{1/2} S_{x_1} S_{x_2}} \times \\ &\times \exp\left\{-\frac{1}{2(1-k)^2} \left[\frac{(x_1 - \bar{x}_1)^2}{S_{x_1}^2} - \frac{2k(x_1 - \bar{x}_1)(x_2 - \bar{x}_2)}{S_{x_1}^2 S_{x_2}^2} + \frac{(x_2 - \bar{x}_2)^2}{S_{x_2}^2} \right]\right\} dx_1 dx_2, \end{aligned} \quad (4)$$

где $i = 1, 2$; $x_1 = \sigma_T$, $x_2 = \sigma_b$; k – коэффициент корреляции между пределами текучести и прочности. Таким образом, показатель (4) определяют с учетом взаимосвязи обоих предельных напряжений, что является принципиально важным: естественно и корректно принимается во внимание значимость («вес») той или иной характеристики. Это имеет особенно важное значение, когда вычисляют интегральный показатель $\Pi(M_{\Sigma})$ либо групповые показатели $\Pi(M_c)$, $\Pi(\sigma_0)$ и др. (см. рис.1).

В заключение приведем пример использования статистических показателей качества для сравнительной оценки трех марок конструкционной стали.

Выполнено экспериментальное исследование качества по пределу текучести конструкционной стали трех марок, применяемых для изготовления элементов силовых систем ответственного назначения: 40X и 40XH (после улучшения, диаметр заготовок соответственно 80 и 100 мм) и 18ХГТ (после нормализации, диаметр заготовок 80 мм). На растяжение испытывали по 200 образцов каждой марки стали, при этом первые 100 образцов вырезали из заготовок одной плавки, а последующие 100 образцов были вырезаны из заготовок сорока различных плавок. Параметры распределения пределов текучести (среднее значение $\bar{\sigma}_T$ и среднеквадратическое отклонение $S_{\bar{\sigma}_T}$) даны в таблице;

там же приведены показатели качества, риска и безопасности, оцененные по методике, изложенной в работах [1 - 5]. Как видно, качество исследованной стали 40XH не вызывает сомнений. А сталь 40X ведет себя иначе: если качество одной плавки было безусловно обеспеченным, то для многих плавок оказалось, что $\Pi(\sigma_T) = 0,953$, т.е. качество



удовлетворяет лишь требованиям второй категории согласно требованиям стандарта [6]. Что касается стали 18ХГТ, то риск ее применения и вовсе велик: одна плавка имеет показатель $\rho(\sigma_T) = 0,046 < [\rho] = 0,0526$, тогда как 40 плавков дают $\rho(\sigma_T) = 0,073 > [\rho]$ (рис.2); здесь $[\rho]$ - нормативный риск [6].

Таблица

Параметры	40Х		40ХН		18ХГТ	
	40 плавков	1 плавка	40 плавков	1 плавка	40 плавков	1 плавка
$\overline{\sigma_T}$	580	568	730	706	480	465
$S_{\overline{\sigma_T}}$	48,9	24,4	40,3	27,2	34,5	20,5
$P(\sigma_T)$	0,953	1	1	1	0,921	0,956
$\rho(\sigma_T)$	0,049	0	0	0	0,073	0,046

Рис.2. Оперативная характеристика качества и риска применения стали 18ХГТ по пределу текучести

Таким образом, применение исследованной стали 18ХГТ для изготовления изделий ответственного назначения не может быть допущено, поскольку не обеспечивается требуемая эксплуатационная безопасность ($R_p = 0,927 < 0,947$). Задача, следовательно, состоит в том, чтобы установить причины снижения качества крупных заготовок этой стали по одной из важнейших характеристик механических свойств – по пределу текучести и принять соответствующие меры по их устранению.

Литература. 1. Жмайлик В. А., Подобедов В.Н., Сосновский Л. А. Качество материалов и силовых систем / Трибофатика 96/97. Ежегодник. – Вып. 1. – Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», 1998. – 164 с. 2. Сосновский Л. А., Жмайлик В. А. Показатель качества материалов по механическим свойствам и его применение // Заводская лаборатория. – 1999. – № 3. – С. 36–40. 3. Жмайлик В. А. К оценке качества силовых систем по критериям сопротивления износоусталостным повреждениям // Заводская лаборатория. – 1999. – № 4. – С. 55-58. 4. Zhmajlik V. A. Evaluation of quality and risk of application of materials and active systems // Proc. of III Intern. Symp. on Tribo-Fatigue (ISTF'2000, 22-26 Oct. 2000, Beijing, China.) – Hunan University Press, China, 2000, p. 389-394. 5. Жмайлик В.А. Прочностные аспекты оценки и нормирования качества силовых систем: Автореф. дис. к-та техн. наук: 01.02.06 / ГГТУ им. П.О.Сухого. –Гомель, 2002. –20 с. 6. СТБ 1234-2000. Трибофатика. Системы силовые. Статистические показатели качества. -Минск: ГОССТАНДАРТ, 2000. –24 с.

ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЯ РАЗРУШЕНИЮ СИЛОВЫХ СИСТЕМ ПО КРИТЕРИЯМ ТРИБОФАТИКИ

*Белорусский государственный университет транспорта
(Гомель, Беларусь)*

Исследования, проведенные в последнее время, показывают, что значения характеристик сопротивления разрушению деталей – элементов силовых систем (СС), – подвергающихся в эксплуатации совместному воздействию повторно-переменных нагрузок и процессов трения, могут существенно отличаться от значений аналогичных характеристик деталей, работающих только на усталость или только на трение и изнашивание [1 – 5 и др.]. Поэтому на смену традиционным методам расчета элементов СС по отдельным критериям сопротивления усталости и износостойкости должны прийти комплексные методы их расчета по критериям износоусталостных повреждений (ИУП), разрабатываемые в рамках трибофатики [1, 2, 6].

Сегодня, по-видимому, вне конкуренции остаются два развиваемых комплексных подхода. Рассмотрим их сущность и применение в условиях фрикционно-механической усталости.

В основу первого подхода [1, 2, 7] положены теория прочности наиболее слабого звена в ее современной трактовке применительно к явлению усталости и концепция об опасном объеме деформируемого твердого тела. Если циклические (объемные) напряжения в элементе СС, обусловленные повторно-переменными нагрузками, равны σ , а фрикционные напряжения (удельная сила трения) равны $\tau_w = f_c \cdot q_m$, где f_c – коэффициенты трения при скольжении; q_m – среднее (нормальное) давление на площадке контакта, то основное уравнение теории прочности наиболее слабого звена с учетом опасных областей деформируемого элемента СС записывается так:

$$P = \left\{ 1 - [1 - F_1(\sigma)]^{n_1 V_\sigma} \cdot [1 - F_2(\tau_w)]^{n_2 S_q} \right\} \cdot a_p, \quad (1)$$

где P – вероятность отказа системы; V_σ , S_q – опасные области соответственно объемного и поверхностного деформирования элемента СС; n_1 , n_2 – количество опасных дефектов в единице объемов V_σ и S_q ; a_p – параметр, учитывающий статистическую взаимозависимость повреждений при механической и фрикционной усталости в множестве элементарных объемов исследуемой детали.

Поскольку $n_1 V_\sigma$ и $n_2 S_q$ – достаточно большие числа, выражение в скобках можно заменить его асимптотическим приближением:

$$P = \left\{ 1 - \exp[-c_1 n_1 V_\sigma F_1(\sigma) - c_1 n_1 S_q F_2(\tau_w)] \right\} \cdot a_p, \quad (2)$$

где под знаком экспоненты стоят две функции, первая из которых конкретизирована в работах [1, 8] и в общем случае неоднородного напряженного состояния записывается в виде:

$$\varphi(\sigma) = c_1 n_1 V_\sigma F_1(\sigma) = \frac{1}{V_0} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{m_{r\sigma}} \times \iiint_{\sigma > \sigma_{Rmin}} \left(\frac{\sigma - \sigma_{Rmin}}{\sigma} \right)^{m_r} dV = c_v \frac{V_{Pr}}{V_0} \left[\left(\frac{T}{T_0} \right)^{m_{r\sigma}} \cdot \left(\frac{\sigma - \sigma_{Rmin}}{\sigma} \right)^{m_r} \right]$$

где V_{Pr}/V_0 – относительный опасный объем циклически деформируемого элемента;
 T_0 – температура элемента в зоне контакта в процессе ИУП и некоторая температура

его температура (например, комнатная); $m_{T\sigma}$ – параметр температурной активации усталостных повреждений; \square_{Rmin} – нижняя граница рассеяния пределов выносливости \square_R ; \square_* – параметр функции распределения пределов выносливости элемента в форме уравнения Вейбулла; m_v – параметр механической неоднородности материала исследуемого элемента; c_v – коэффициент, определяющий форму детали и способ ее нагружения.

Аналогично для второй функции, стоящей под знаком экспоненты в (2), имеем:

$$\varphi(\tau_w) = c_2 n_2 S_q F_2(\tau_w) = \frac{1}{S_0} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{m_{T\tau}} \times \iiint_{\tau_w > \tau_{fmin}} \left(\frac{\tau_w - \tau_{fmin}}{\tau_{w*}} \right)^{m_s} dS = c_s \frac{S_{py}}{S_0} \left[\left(\frac{T}{T_0} \right)^{m_{T\tau}} \cdot \left(\frac{\tau_w - \tau_{fmin}}{\tau_{w*}} \right)^{m_s} \right], \quad (4)$$

где S_{py}/S_0 – относительный опасный объем интенсивно деформируемого при трении элемента; $m_{T\tau}$ – параметр температурной активации процесса изнашивания; \square_{fmin} – нижняя граница рассеяния пределов фрикционной усталости \square_f ; \square_{w*} – параметр функции распределения пределов фрикционной усталости элемента в форме уравнения Вейбулла; m_s – параметр механической неоднородности поверхностного слоя исследуемого элемента; c_s – коэффициент, определяющий форму контактирующих элементов СС и схему их взаимодействия.

Из (2) путем предельного перехода [8] при $P = 0,5$ ($\square = \bar{\sigma}_{RT}$ – среднее значение предела выносливости при $\square_w = 0$ и $T > 0 = \text{const}$) получаем формулу для расчетной оценки среднего значения $\bar{\sigma}_{R\tau}$ пределов фрикционно-механической выносливости элемента СС по критерию зарождения в нем магистральной усталостной трещины при заданной температуре T в зависимости от величины \square_w фрикционного напряжения

$$\bar{\sigma}_{R\tau} = \bar{\sigma}_{RT} \cdot \left(1 - c_s \frac{S_{0,5\gamma}}{S_0} \left[\left(\frac{T}{T_0} \right)^{m_{T\tau}} \cdot \left(\frac{\tau_w - \tau_{fmin}}{\tau_{w*}} \right)^{m_s} \right]^{1/m_v} \right). \quad (5)$$

Формула (5) отражает влияние процесса трения скольжения на изменение сопротивления усталости элемента СС (прямой эффект [9]) – с ростом \square_w величина $\bar{\sigma}_{R\tau}$ уменьшается (при прочих равных условиях). Если же $\square_w = 0$, то $S_{0,5\gamma} = 0$ и $\bar{\sigma}_{R\tau} = \bar{\sigma}_{RT}$, как это и должно быть.

Из (2) также путем предельного перехода [8] при $P = 0,5$ ($\square_w = \bar{\tau}_{fT}$ – среднее значение предела фрикционной усталости при $\square = 0$ и $T > 0 = \text{const}$) можно получить формулу для расчетной оценки среднего значения $\bar{\tau}_{f\sigma}$ пределов фрикционно-механической выносливости элемента СС по критерию достижения предельного износа в СС при заданной температуре T в зависимости от величины \square циклического напряжения

$$\bar{\tau}_{f\sigma} = \bar{\tau}_{fT} \cdot \left(1 - c_v \frac{V_{0,5\gamma}}{V_0} \left[\left(\frac{T}{T_0} \right)^{m_{T\sigma}} \cdot \left(\frac{\sigma - \sigma_{Rmin}}{\sigma_*} \right)^{m_y} \right]^{1/m_s} \right), \quad (6)$$

которая отражает влияние повторно-переменных напряжений (деформаций) на изменение сопротивления изнашиванию элемента системы (обратный эффект [9]) – с ростом \square величина $\bar{\tau}_{f\sigma}$ уменьшается (при прочих равных условиях). Если же $\square = 0$, то $V_{0,5\gamma} = 0$

и $\bar{\tau}_{f\sigma} = \bar{\tau}_{fT}$, как и должно быть.

В трибологии в качестве характеристики сопротивления изнашиванию обычно используют интенсивность изнашивания I , которая пропорциональна величине $S_{0,5\gamma}$ [1, 7]:

$$c_s \frac{S_{0,5\gamma}}{S_0} = \frac{c_1}{I}, \quad (7)$$

где c_1 – коэффициент, определяющий схему и условия контактного взаимодействия элементов механической системы. Из (2) с учетом (7), при реализации соответствующего предельного перехода, следует формула для определения средней интенсивности изнашивания \bar{I}_σ элемента СС с учетом влияния циклических напряжений \square [1]:

$$\bar{I}_\sigma = \frac{\bar{I}}{1 - b_v \frac{V_{0,5\gamma}}{V_0} \left[\left(\frac{T}{T_0} \right)^{m_{T\sigma}} \cdot \left(\frac{\sigma - \sigma_{Rmin}}{\sigma} \right)^{m_v} \right]}, \quad (8)$$

где \bar{I} – средняя интенсивность изнашивания исследуемого элемента при чистом трении (т.е. при $\square = 0$); b_v – коэффициент, учитывающий схему усталостных испытаний.

Формула (8) предсказывает рост интенсивности изнашивания элемента системы с увеличением \square ; при этом когда $\square = 0$, т.е. $V_{0,5\gamma} = 0$, имеем $\bar{I}_\sigma = \bar{I}$, что и требуется.

Согласно (5), (6), (8), изменение характеристик сопротивления ИУП в количественном отношении зависит также от физико-механических свойств материала исследуемого элемента СС (\square_{Rmin} , \square_* , m_v , \square_{fmin} , \square_{w*} , m_S), схемы износоусталостных испытаний, размеров и формы элементов системы ($V_{P\gamma}/V_0$, $S_{P\gamma}/S_0$, b_v , c_v , c_s), температуры (m_T , T/T_0).

Таким образом, одно из главных достоинств рассматриваемого подхода состоит в том, что он позволяет учесть влияние на сопротивление ИУП многих (наиболее значимых) эксплуатационных, конструктивных, технологических и металлургических факторов. В то же время практическое использование этого подхода сдерживается трудностями определения значений входящих в основные формулы параметров и коэффициентов. Поэтому преодоление указанных трудностей представляется одной из задач дальнейших исследований.

Второй подход к оценке характеристик сопротивления разрушению СС базируется на энергетическом критерии предельного состояния таких систем [10, 11]:

$$U^{ef} = R_{T,M} \left[a_T T_\Sigma + R_{\sigma,\tau} (a_\sigma \sigma^2 + a_\tau \tau_w^2) \right] = U_0, \quad (9)$$

где U^{ef} – удельная эффективная, т.е. затраченная на ИУП, энергия; U_0 – удельная энергия разрыва межатомных связей (константа вещества); R – параметры, учитывающие взаимодействие эффективных частей механической энергии (R_{\square}), а также взаимодействие тепловой и механической составляющих эффективной энергии (R_{\square}); a – коэффициенты, выделяющие из полных тепловой (индекс «Т») и механической (индексы « \square » и « τ » для силовой и фрикционной составляющих) энергий их эффективные части; T_Σ – суммарная температура в зоне силового контакта элементов СС, обусловленная всеми источниками тепла, в том числе выделяемого при механическом деформировании, структурных превращениях и т.п.

Пусть изучается прямой эффект при ИУП, когда $\tau_w = \text{const}$ и $T = \text{const}$. Тогда из критерия (9) имеем следующее выражение для предела фрикционно-механической выносливости (критерий предельного состояния – образование магистральной усталостной трещины):

$$\sigma_{R\tau} = \left[\frac{(U_0 / R_{T,M} - a_T T) / R_{\sigma,\tau} - a_\tau \tau_w^2}{a_\sigma} \right]^{1/2} \quad (10)$$

Преобразуем (10), учитывая, что

$$\sigma_{RT} = \left[\frac{U_0 / R_{T,M} - a_T T}{a_\sigma} \right]^{1/2}, \quad (11)$$

$$\tau_{fT} = \left[\frac{U_0 / R_{T,M} - a_T T}{a_\tau} \right]^{1/2}, \quad (12)$$

где σ_{RT} , τ_{fT} – пределы выносливости и фрикционной усталости в условиях изотермического ($T = \text{const}$) нагружения. Тогда для $\sigma_{R\tau}$ имеем

$$\sigma_{R\tau} = \sigma_{RT} \cdot \varphi_\sigma(\tau_w), \quad (13)$$

где функция

$$\varphi_\sigma(\tau_w) = \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma,\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_{fT}^2}}, \quad \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma,\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_{fT}^2}} \geq 0. \quad (14)$$

Согласно (13), (14), величину $\sigma_{R\tau}$ элемента СС можно оценить расчетным путем, если известны значения его пределов выносливости σ_{RT} и фрикционной усталости τ_{fT} (при $T = \text{const}$), условия трения (τ_w), свойства СС и условия ее нагружения (параметр $R_{\sigma\tau}$). При этом, если $R_{\sigma\tau} = \text{const}$, с ростом τ_w прогнозируется снижение $\sigma_{R\tau}$. Когда же $\tau_w = 0$, то $R_{\sigma\tau} = 1$ и из (13) имеем $\sigma_{R\tau} = \sigma_{RT}$, как и должно быть. Заметим, что для реальных СС чаще всего $R_{\sigma\tau} \neq \text{const}$. Поэтому для одних СС в некотором интервале изменения τ_w или во всем диапазоне $0 \leq \tau_w \leq \tau_{fT}$ оказывается, что $R_{\sigma\tau} < 1$, а $\varphi_\sigma(\tau_w) > 1$, т.е. при ИУП протекают процессы упрочнения, и $\sigma_{R\tau} > \sigma_{RT}$. Для тех же СС, но в ином интервале изменения τ_w или для других СС во всем диапазоне $0 \leq \tau_w \leq \tau_{fT}$, наоборот, обнаруживается, что $R_{\sigma\tau} > 1$, а $\varphi_\sigma(\tau_w) < 1$, т.е. при ИУП преобладают процессы разупрочнения, и $\sigma_{R\tau} < \sigma_{RT}$.

При изучении обратного эффекта в условиях, когда $\sigma = \text{const}$ и $T = \text{const}$, из критерия (9) имеем следующее выражение для предела фрикционно-механической выносливости (критерий предельного состояния – достижение системой предельного износа):

$$\tau_{f\sigma} = \tau_{fT} \cdot \varphi_\tau(\sigma), \quad (15)$$

где функция

$$\varphi_\tau(\sigma) = \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma,\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{RT}^2}}, \quad \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma,\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{RT}^2}} \geq 0. \quad (16)$$

Следовательно, в соответствии с (15), (16), оценку предельного напряжения $\tau_{f\sigma}$ элемента СС можно выполнить, если известны значения его пределов выносливости σ_{RT} и фрикционной усталости τ_{fT} (при $T = \text{const}$), нагруженность (σ), свойства СС и условия ее испытаний (параметр $R_{\sigma\tau}$). При $R_{\sigma\tau} = \text{const}$ формулы (15), (16) предсказывают снижение $\tau_{f\sigma}$ с ростом σ , а если $\sigma = 0$, то $R_{\sigma\tau} = 1$ и имеем $\tau_{f\sigma} = \tau_{fT}$, как и должно быть. Поскольку для реальных СС $R_{\sigma\tau} \neq \text{const}$, ясно, что в случаях, когда в системе преобладают

процессы упрочнения, будет $R_{\square} < 1$, а $\varphi_{\square}(\sigma) > 1$, значит, $\tau_{f\square} > \tau_{fT}$; в тех случаях, когда доминирующими являются процессы разупрочнения, будет $R_{\square} > 1$, а $\varphi_{\square}(\sigma) < 1$, и тогда $\tau_{f\square} < \tau_{fT}$.

Разработана также методика расчетной оценки долговечности СС на основе энергетического критерия (9) и выполнена проверка рассмотренного подхода, которая показала удовлетворительное соответствие теории и опыта [12].

Несомненным достоинством энергетического подхода, считающегося наиболее универсальным, является его простота, минимальное количество требующих оценки параметров. Вместе с тем, он нуждается в совершенствовании с целью возможности учета определяющих факторов, в том числе масштабного.

Следует отметить, что оба изложенных подхода могут использоваться для оценки характеристик сопротивления разрушению и при иных видах ИУП, например, фреттинг-усталости, контактно-механической усталости. В этих случаях в расчетные формулы подставляется удельная сила трения, определяемая по следующим выражениям:

- при фреттинг-усталости

$$\tau_w = f_{\phi} \cdot q_m, \quad (17)$$

- при контактно-механической усталости

$$\tau_w = f_R \cdot p_0, \quad (18)$$

где f_{ϕ} , f_R – коэффициенты трения при фреттинге и качении; q_m , p_0 – среднее и максимальное (нормальные) давления на площадке контакта соответственно.

Дальнейшие исследования позволят установить эффективность каждого из рассмотренных подходов с тем, чтобы способствовать их внедрению в инженерные расчеты СС современных машин и оборудования.

Литература. 1.Сосновский Л.А. Комплексная оценка надежности силовых систем по критериям сопротивления усталости и износостойкости (основы трибофатики) – Гомель: БелИИЖТ, 1988. – 56 с. 2.Сосновский Л.А. Трибофатика: проблемы и перспективы/ Доклад на тематической выставке АН СССР «Математика и механика - народному хозяйству». – Гомель: БелИИЖТ, 1989. – 65 с. 3.Сосновский Л.А., Махутов Н.А., Шуринов В.А. Фрикционно-механическая усталость: основные закономерности (обобщающая статья) // Завод. лаборатория. – 1992. – N 9. – С. 46 – 63. 4.Сосновский Л.А., Махутов Н.А., Шуринов В.А. Фреттинг-усталость: основные закономерности (обобщающая статья) // Завод. лаборатория. – 1992. – N 8. – С. 45 – 62. 5.Сосновский Л.А., Махутов Н.А., Шуринов В.А. Контактно-механическая усталость: основные закономерности (обобщающая статья) // Завод. лаборатория. – 1992. – N 11. – С. 44 – 61. 6. II Международный симпозиум по трибофатике (Москва, 15-17 октября 1996 г.). Решение. – Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», 1996. – 8 с. 7.Сосновский Л.А. Надежность и долговечность элементов силового металлополимерного трибосопряжения в процессе износосталостных испытаний // Надежность и долговечность машин и сооружений. – 1986. – N 9. – С. 93–102. 8.Сосновский Л.А. Статистическая механика усталостного разрушения. – Минск: Наука и техника, 1987. – 288 с. 9.ГОСТ 30638 – 99. Трибофатика. Термины и определения. – Минск: БелГИСС, 1999.–18 с. 10.Сосновский Л.А. Энергетический подход к анализу поврежденности силовой системы // Изв. АН БССР. Серия физ.-техн. наук. – 1991. – N 4. – С. 87–92. 11.Сосновский Л.А., Махутов Н.А. Предельные состояния силовых систем и процессы их повреждения. Сообщение 1: Энергетические критерии разрушения. Сообщение 2: Долговечность и меры поврежденности // Пробл. прочности. – 1993. – N 1. – С. 11–23; № 3. – С. 17– 27. 12.Богданович А.В., Махутов Н.А., Сосновский Л.А. Методика прогнозирования долговечности силовых систем по критериям износосталостного повреждения // Завод. лаборатория. – 2000. – № 8 (принято к печати).

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СРОКОВ СЛУЖБЫ ДЕТАЛЕЙ КАК ФУНКЦИИ ПРЕДЕЛОВ ВЫНОСЛИВОСТИ С ЗАДАННОЙ ПЛОТНОСТЬЮ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

При усталостных испытаниях образцов и деталей машин выявляется (например, по данным В.П. Когаева), что числа циклов их нагружения до разрушения подчиняются логарифмически-нормальному закону распределения, а пределы выносливости σ_f - нормальному. Однако при проектировании деталей машин сроки их службы (и соответственно числа циклов нагружения до разрушения) являются неизвестными и их дискретные значения приходится определять как функцию σ_R с использованием одного из уравнений кривых многоциклового усталости, например степенного уравнения Баскуина. При этом параметры и характер дифференциального закона (плотность) распределения чисел циклов нагружения остаются невыявленными. Вместе с тем, плотность распределения величины σ_R часто бывает известной

$$f(\sigma_R) = \frac{1}{\sigma_{\sigma_R} \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(\sigma_R - \bar{\sigma}_R)^2}{2\sigma_{\sigma_R}^2} \right]$$

Здесь $\bar{\sigma}_R$ - математическое ожидание (среднее значение) случайной величины;

σ_R ; σ_{σ_R} - среднеквадратическое отклонение σ_R (параметры нормального распределения);

σ_R , σ_{σ_R} и σ_{σ_R} для многих материалов приводятся в справочниках.

При ресурсном проектировании машин и их деталей представляет интерес, как будут распределяться сроки их службы (или числа нагружения до разрушения) при постоянных и переменных напряжениях. Из степенного уравнения Баскуина числа циклов нагружения N при напряжении σ есть функция σ_R

$$N = \psi(\sigma_R) = N_G \left(\frac{\sigma_R}{\sigma} \right)^m,$$

где N_G - число циклов нагружений до перелома кривой усталости;

m - показатель степени; σ - расчетное напряжение.

Для некоторых типов нагружения, материалов и видов термообработки N_G и m определены и также приводятся в справочниках.

Для того, чтобы определить дифференциальную функцию (плотность) распределения N можно воспользоваться положением теории вероятностей, в соответствии с которым закон распределения функции $f(N)$ по известному распределению аргумента σ_R выглядит так:

$$f(N) = f[\varphi(N)] \varphi'(N),$$

где $f[\varphi(N)]$ - плотность распределения функции $[\varphi(N)]$;

$\varphi(N)$ - функция, обратная функции $\psi(R)$,

$$\varphi(N) = \sigma \left(N / N_G \right)^{1/m};$$

$\varphi'(N)$ - первая производная функции $\varphi(N)$, $\varphi'(N)$, равная

$$\varphi'(N) = \frac{\sigma}{mN_G^{1/m} \cdot N^{1-1/m}}$$

Для данного случая получим следующее выражение:

$$f(N) = \frac{1}{\sigma_{\sigma_R} \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{[\sigma(N/N_G)^{1/m}]^2}{2\sigma_{\sigma_R}^2}\right] \cdot \frac{\sigma}{mN_G^{1/m} N^{1-1/m}}$$

Очевидно, что эта функция распределения уже не будет нормальной.

Полагая $N_G, \bar{\sigma}_R, \sigma_{\sigma_R}, m$ постоянными можно построить кривые $f(N)$ для различных значений σ в зависимости от одного аргумента - числа циклов нагружения N до разрушения детали. Воспользовавшись известной компьютерной программой Mathcad 8 получим в диапазоне $N=1,5 \cdot 10^5 \dots 3,5 \cdot 10^6$ следующий график (рис. 1) для значений $\sigma_R=126$ МПа, $\sigma_{\sigma_R}=12$ МПа, $N_G=2,2 \cdot 10^6$, $m=4,09$, $\sigma=150$ МПа (на графике $f(N)$ обозначена как $f(n)$):

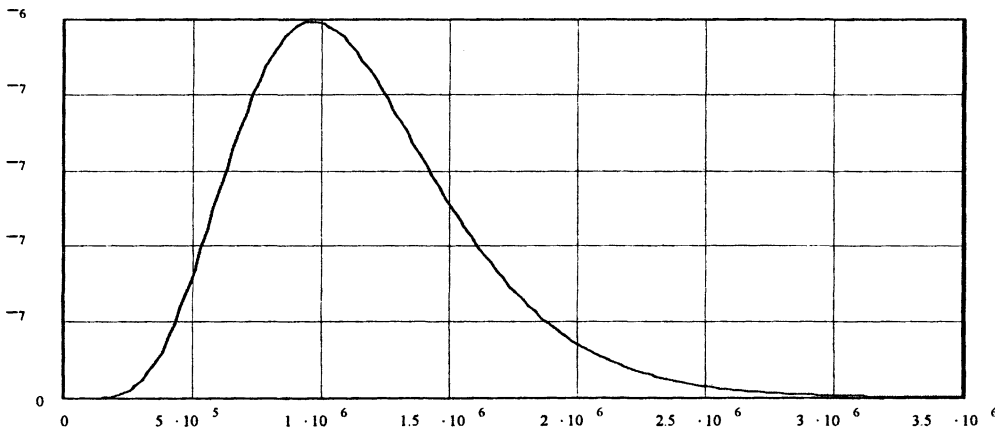


Рис.1. График $f(N)$

Как видим, кривая $f(N)$ имеет правостороннюю (положительную) асимметрию, поскольку математическое ожидание \bar{N} лежит правее моды, равной в данном случае $\sim 9 \cdot 10^5$ циклов. Математическое ожидание \bar{N} для заданного диапазона чисел циклов $1,5 \cdot 10^5 \dots 3,5 \cdot 10^6$ легко вычисляется по известному уравнению

$$\int_{1,5 \cdot 10^5}^{3,5 \cdot 10^6} n \cdot f(n) dn = 1,14 \cdot 10^6$$

Для определения дисперсии в этой же программе используем формулу:

$$\bar{N} = \int_{1,5 \cdot 10^5}^{3,5 \cdot 10^6} N f(N) dN = 1,14 \cdot 10^6$$

Среднеквадратическое отклонение

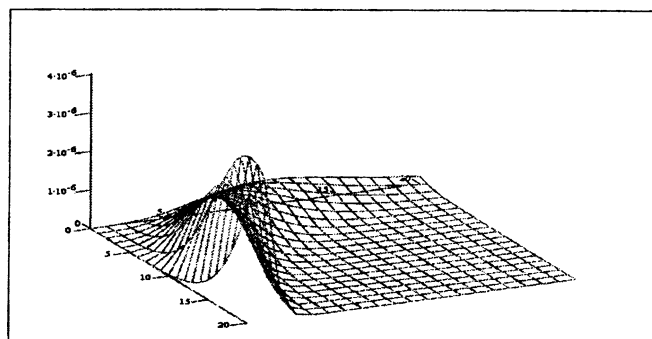
$$\sigma_N = \sqrt{\sigma_N^2} = 4,395 \cdot 10^5$$

Коэффициент вариации

$$v_N = \sigma_N / \bar{N} = 4,395 \cdot 10^5 / 1,14 \cdot 10^6 = 0,385$$

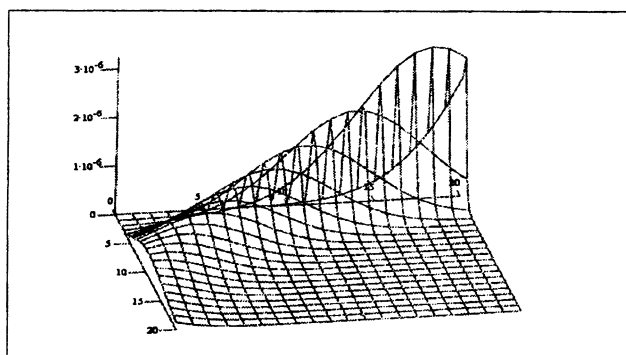
На рисунках 2, 3 показаны поверхностные графики функции $f(N, \sigma_R)$.

На графиках (Рис. 2 и 3) по координатным осям отложены: вертикальная ось Z – плотности распределения; горизонтальная ось X – числа циклов нагружения; ось Y – пределы выносливости.



М

Рис. 2. Поверхностный график функции $f(N, \sigma_R)$



М

Рис. 3. Поверхностный график функции $f(N, \sigma_R)$, соответствующий левой части кривой усталости

На осях X и Y (Рис. 2 и 3) весь диапазон откладываемых величин-аргументов разбит на 20 участков и каждый из них включает соответствующий поддиапазон аргументов в порядке их возрастания.

УДК 621.185.532

С.Е. Бельский, Ф.Ф. Царук, А.В. Блохин

ПОРОГОВЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ – ВАЖНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

*Белорусский государственный технологический университет
Минск, Беларусь*

Длительность и повышенная трудоемкость проведения усталостных испытаний конструкционных материалов вынуждают к поиску физических величин, позволяющих выявить закономерности протекания процесса усталостного повреждения и тем самым дать возможность прогнозировать поведение материала в поле переменных напряжений. В качестве одной из таких характеристик могут быть предложены пороговые напряжения, т.е. величины циклических напряжений, ниже которых не наблюдается принятыми методами исследований на выбранной базе испытаний изменений исследуемой

структурно-чувствительной характеристики. В данной работе приведены результаты исследований кинетики пороговых напряжений медного и алюминиевых сплавов в широком диапазоне частот знакопеременного изгиба, определяемых с помощью микротвердости, как наиболее удобной для применения в экспериментальной практике и чувствительной к факторам нагружения характеристики.

Нагружение образцов знакопеременным изгибом производилось с помощью специально разработанных электродинамического ($f_{рез}=0.22$ кГц) и магнестрикционных ($f_{рез}=2.8, 8.8, \text{ и } 18.0$ кГц) резонансных стендов (рис. 1).

Испытательные стенды работали в автоколебательном режиме с автоматическим поддержанием амплитуды колебаний образцов, которые представляли собой балочки прямоугольного сечения (1.8×6 мм) (рис. 2), вырезанные вдоль направления проката, подвергнутые шлифовке, электрополировке и вакуумному отжигу. Нагрев образцов в электропечи сопротивления (макс. отклонение $\pm 2^\circ\text{K}$) производился с выдержкой образца при заданной температуре до нагружения в течение часа. Для построения кривых усталости испытания продолжались до появления в образце усталостной трещины заданного размера, что фиксировалось по падению резонансной частоты установки. Измерение микротвердости вдоль образца после нагружения позволяло легко определить величину пороговых напряжений $\sigma_{ап}$ по моменту начала ее роста.

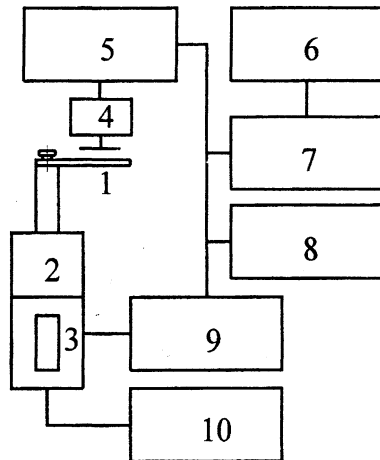


Рис. 1. Схема магнестрикционного стенда

1 – образец; 2 – концентратор; 3 – магнестриктор; 4 – виброметр; 5 – прибор стабилизации амплитуды; 6 – цифропечать; 7 – частотомер; 8 – осциллограф; 9 – усилитель; 10 – блок подмагничивания.

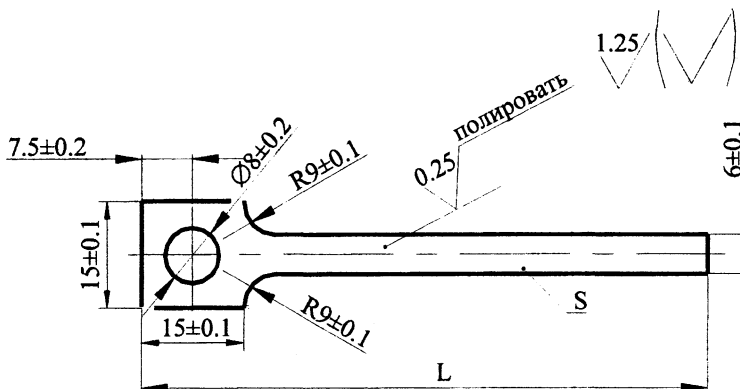


Рис. 2. Образец

В результате исследований кинетики пороговых напряжений на различных частотах нагружения было установлено закономерное их возрастание с ростом частоты зна-

копеременного изгиба (рис. 3), что дало возможность предложить методику ускоренного определения низкочастотных пределов выносливости по результатам высокочастотных испытаний со значительным снижением трудоемкости. Для одной и той же частоты нагружения было установлено, что кривые изменения пороговых напряжений закономерно изменяются в

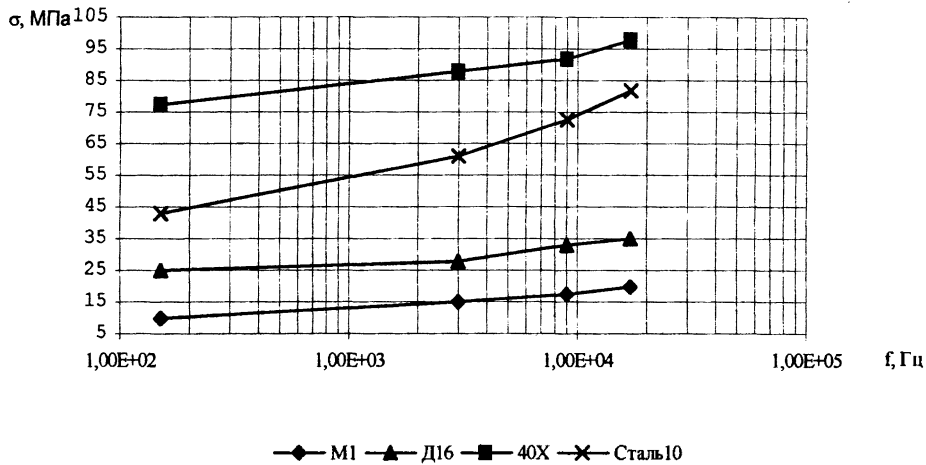


Рис.3. Влияние частоты нагружения на кинетику пороговых напряжений. зависимости как от температуры испытаний, так и от температуры вылеживания после испытаний, уменьшаясь с ростом последней. В то же время, в отличие от времени выдержки, изменение базы числа циклов практически мало влияет на уровень $\sigma_{ап}$, что дает возможность проследить за кинетикой свойств материалов, имеющих различную степень повреждения в течение времени выдержки после нагружения.

Представляется возможным использование данной характеристики (возможно с незначительной модернизацией) для разработки эффективных технологий повышения усталостных характеристик конструкционных материалов и элементов конструкций, работающих в условиях переменных напряжений.

Литература. 1. Усталостные испытания на высоких частотах нагружения / Под ред. В.А. Кузьменко. – Киев : Наук. думка, 1979. 336 с. 2. Dovgyallo I., Tsaruck F., Dolbin N., Dovgyallo A. Estimation of influence of frequency of flexural vibrations of structural sensitive characteristics of 20X13 steel // The 4 Th. International Symposium on Creep and Coupled Processes. – Bialostok. 1992.- P. 57-63.

УДК 629.11:629.85

Грицкевич В.В.

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ПРОЕКТИРОВОЧНЫХ РАСЧЕТОВ ТРАНСМИССИЙ САМОХОДНЫХ МАШИН

Научный центр проблем механики машин НАНБ
Минск, Беларусь

Трансмиссии современных самоходных машин представляют собой сложную механическую систему, состоящую из взаимосвязанных и взаимодействующих механических и гидромеханических элементов, работающих с переменными режимами нагружения. Поэтому необходима разработка комплексных автоматизированных методов проектирования, учитывающих максимальное число факторов, и обеспечивающих благодаря этому высокую точность при минимальных затратах. К основным элементам механических трансмиссий относятся зубчатые колеса, подшипники, валы, механизмы переключения передач (муфты, тормоза). Долговечность произвольного элемента трансмиссии определяется универсальным выражением $L_c = R_{lim} |R_{IL}$, где R_{lim} – накопленный запас ресурса; R_{IL} – интенсивность расхода ресурса на единицу долговечности. В свою очередь долговечность является функцией нагрузочного режима M и конструктивно-технологических параметров G элемента $L=f(M,G)$. На основе системных методов создана многофункциональная компьютерная система оценки надежности и проектирования трансмиссий самоходных машин, включающая взаимосвязанные этапы по расчету кинематики, геометрии, нагруженности и долговечности трансмиссий (Рис.1). Здесь указаны также основные компьютерные программы и исходная информация для проектирования.

Методы расчета долговечности по известной циклограмме нагружения стандартизованы и обеспечивают достаточно высокую точность расчетов. Проблема заключается в том, что для самоходных машин нагрузочный режим носит вероятностный характер и имеет высокую степень разброса в зависимости от эксплуатационных условий. Долговечность по постоянному расчетному моменту без учета реальных нагрузок отличается в 4-5 раз от эксплуатационной долговечности, что свидетельствует о важности этапа выбора нагрузочного режима.

Основными параметрами нагрузочного режима являются следующие:

- расчетные моменты и частоты вращения на валах и звеньях;
- максимальные динамические моменты;
- коэффициенты нагрузки;
- время работы на передачах;
- эксплуатационные условия и годовая занятость машины по отдельным видам работ.

Долговечность при переменном режиме является функцией коэффициента нагрузки $L=f(k_n M_p)$, который определяется по зависимости

$$k_n = \left(\frac{\int M^m f(M)}{M_p^m} \right)^{1/m}, \quad (1)$$

где $f(M)$ – функция распределения нагрузки; M_p – расчетная нагрузка; m – показатель кривой усталости.

Коэффициент нагрузки определяется для каждого вида работы и для суммарного режима с учетом всех работ

$$k_n = \sum_{j=1}^n \alpha_j k_{nj}, \quad (2)$$

где n – число режимов; α_j – относительная доля j -го режима; k_{nj} – коэффициент нагрузки для j -го режима. Ниже приведены рекомендации по выбору коэффициента нагрузки для основных машин

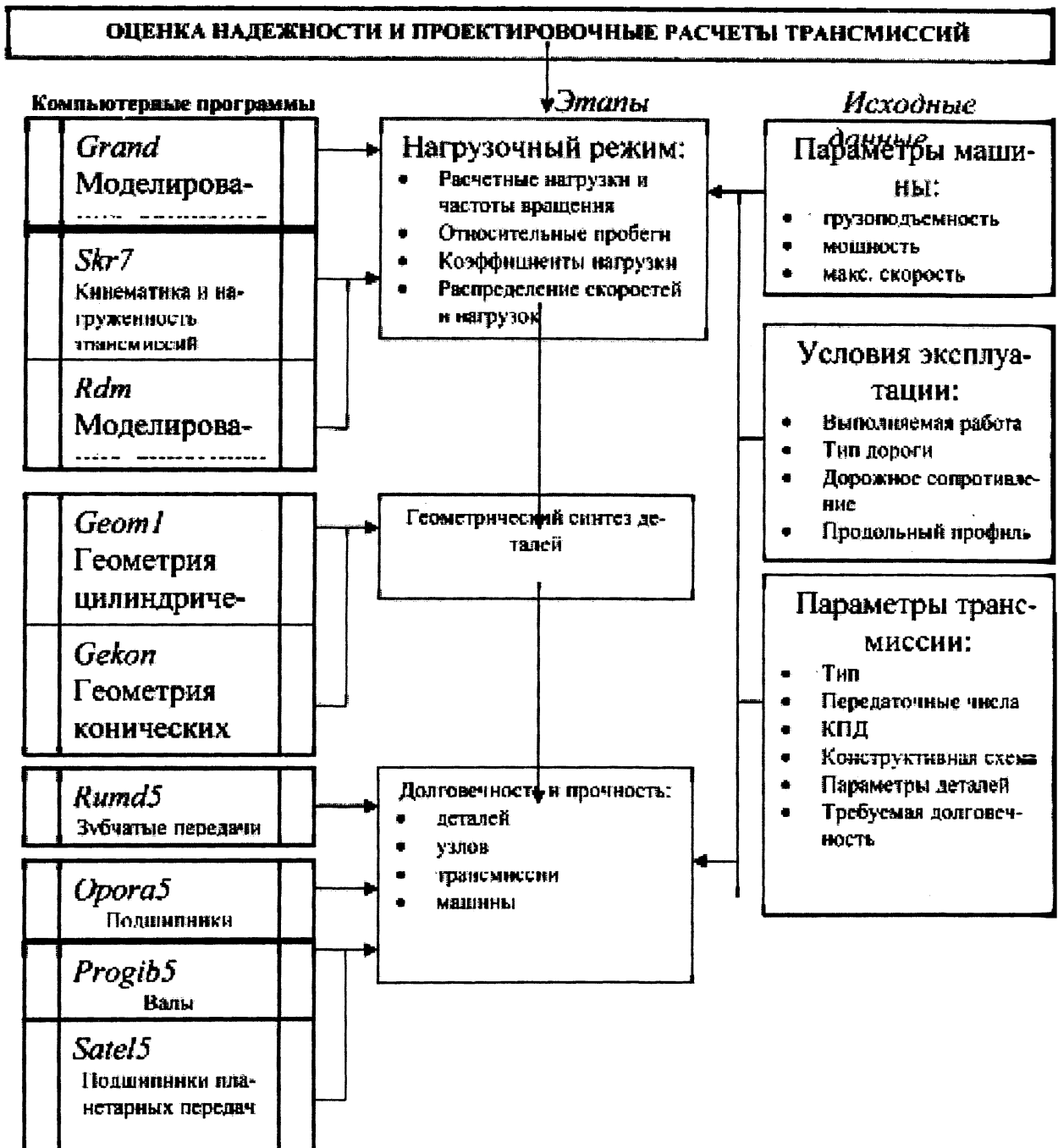


Рис.1. Структура автоматизированной системы проектирования трансмиссий самоходных машин

Машина	Режим, или выполняемая работа	Коэффициент нагрузки k_d
Тракторы	технологические передачи	0,45-0,55
	рабочие передачи	0,55-0,65
	транспортные передачи	0,75-0,85
	задний ход	0,4-0,5
Карьерные самосвалы	рабочие передачи	0,85-0,95
	передачи для разгона	0,6-0,7
	задний ход	0,45-0,55
Автобусы	городской маршрут	0,5-0,6
	междугородний маршрут	0,7-0,8
	задний ход	0,45-0,55
Магистральные тягачи	городской маршрут	0,55-0,65
	междугородний маршрут	0,75-0,85
	задний ход	0,45-0,55

Время работы на передачах является одним из основных параметров нагруженности трансмиссии, зависит от выполняемой работы, характеристик двигателя, трансмиссии и определяется экспериментальными, или расчетно-экспериментальными методами. Относительное время работы машины на i -й передаче с учетом выполнения n различных работ равно

$$\alpha_i = \frac{l_i}{L} = \sum_{j=1}^n \alpha_{ij}, \quad (3)$$

где l_i - продолжительность работы на i -й передаче; L - суммарная занятость на всех режимах; α_{ij} - относительное время работы на i -й передаче для j -го вида работ; n - общее число выполняемых работ для i -й передачи.

Методика расчета относительного времени работы основана на использовании характеристик распределения рабочих скоростей машины. Известно, что рабочие скорости являются случайной величиной, имеющей нормальный закон распределения, при этом среднее значение скорости \bar{v} и среднеквадратическое отклонение σ_v определяются рабочим сопротивлением и технологическими требованиями к выполняемой работе. Методика определения относительного времени использования i -й передачи для j -го вида работ α_{ij} основана на использовании функции нормального закона распределения скоростей движения

На рис.2 изображена функция плотности вероятности нормального закона распределения скорости движения. Начальное v_n и конечное v_k значения рабочих скоростей для некоторого вида работ определяются по зависимости

$$\begin{aligned} v_n &= \bar{v} - 3\sigma_v \\ v_k &= \bar{v} + 3\sigma_v \end{aligned} \quad (4).$$

Снизу графика показано распределение скоростей по диапазонам для трансмиссий, имеющих несколько диапазонов: v_{1i} - скорость на i -й передаче 1-го диапазона, которая определяется исходя из номинальных оборотов двигателя; v_{i-1} - номинальная скорость на передаче $i-1$. Зона рабочих скоростей i -й передачи находится в пределах $v_{i-1} - v_i$, а относительное время работы на i -й передаче определяется площадью заштрихованного участка на графике функции распределения скоростей

$$\alpha_{ij} = k_{ni} \int_{v_{i-1}}^{v_i} f(v) dv \quad (5).$$

где k_{ni} - коэффициент, учитывающий перекрытие диапазонов для i -й передачи.

Учет перекрытия диапазонов. Если в некотором интервале скоростей $v_{i-1} - v_i$ используются 2 и более диапазона, то производится соответствующее распределение относительного времени работы по диапазонам. Коэффициент перекрытия диапазонов на i -й передаче определяется по зависимости

$$k_{ni} = 0,5(1/N_{ni-1} + 1/N_{ni}) \quad (6)$$

где N_{ni-1} , N_{ni} - число перекрытий диапазонов для $i-1$ и i -й передач.

Разработанный алгоритм положен в основу программы расчета нагрузочного режима трансмиссий самоходных машин Skr7.

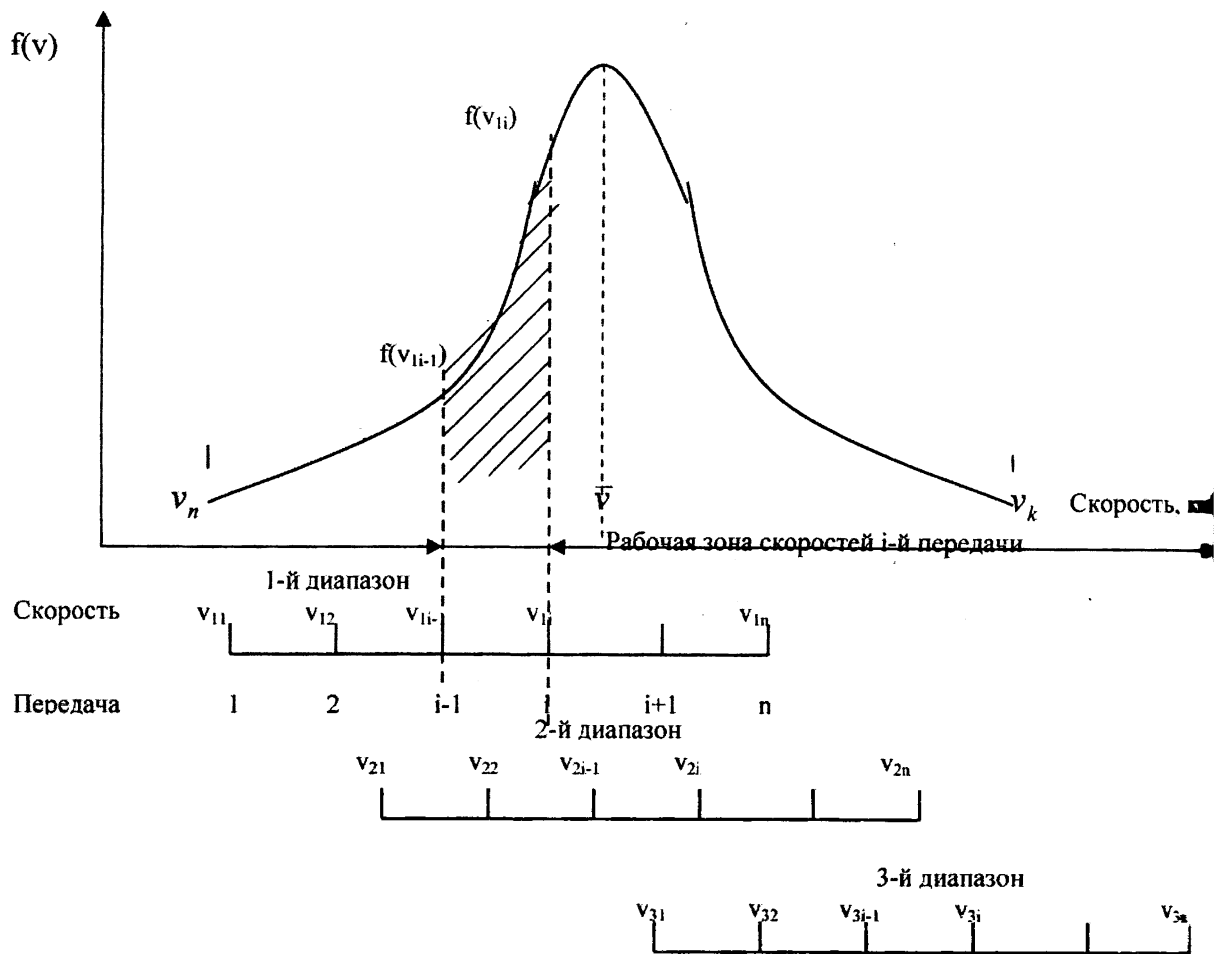


Рис.2. Определение относительного времени работы на передачах по функции нормального распределения скоростей

УДК 621.822.6

В.В. Грицкевич

РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ С УЧЕТОМ РЕЖИМОВ И КАЧЕСТВА СМАЗКИ

*Институт механики машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Подшипники качения планетарных передач имеют ограниченные радиальные габариты, из-за чего, как правило, отсутствуют внешнее и внутреннее кольца, и подвергаются воздействию высоких нагрузок и скоростей вращения, при этом центробежные ускорения на сепараторах достигают до 300 g, а в некоторых случаях до 1000 g. Для обеспечения долговечности используется комплекс конструктивно-технологических мероприятий, связанных с повышенным качеством изготовления деталей, применением специальных конструкций сепараторов, бочкообразных роликов и т.д. Основное внимание при проектировании следует уделять обеспечению качественной, стабильной и надежной смазке, позволяющей поддерживать оптимальную рабочую температуру и

минимальный износ рабочих поверхностей. Кроме того, должна быть обеспечена высокая поверхностная твердость (65-67 HRC) и минимальная шероховатость поверхностей качения.

Существующие методы расчета долговечности базируются на том, что у подшипника отсутствует предел выносливости и при любой даже незначительной нагрузке накапливаются повреждения, приводящие к разрушению подшипника. Полученные различными исследователями результаты испытаний свидетельствуют о значительном влиянии на ресурс подшипников условий и режимов смазки. При этом долговечность может изменяться в 100 и более раз при постоянной нагрузке в зависимости от качества смазки контактирующих поверхностей. На рис.1 показан график изменения долговечности подшипников в зависимости от нагрузки и условий смазки, построенный по результатам экспериментальных исследований. Графики показывают, что при хорошей степени очистки масла и относительно небольшой нагрузке ($C/P > 20$) наблюдается практически неограниченный ресурс и кривая усталости становится горизонтальной. При больших нагрузках главным фактором повреждения является контактное выкрашивание, влияние износа относительно невелико, а отклонение кривых усталости с различными условиями смазки носит минимальный характер. С уменьшением нагрузок растет доля износа в факторе повреждения и увеличивается разброс кривых усталости. Для учета влияния смазки на долговечность в расчет вводится коэффициент смазки, зависящий от нагрузки и степени очистки масла

$$k_{см} = f(\eta, P),$$

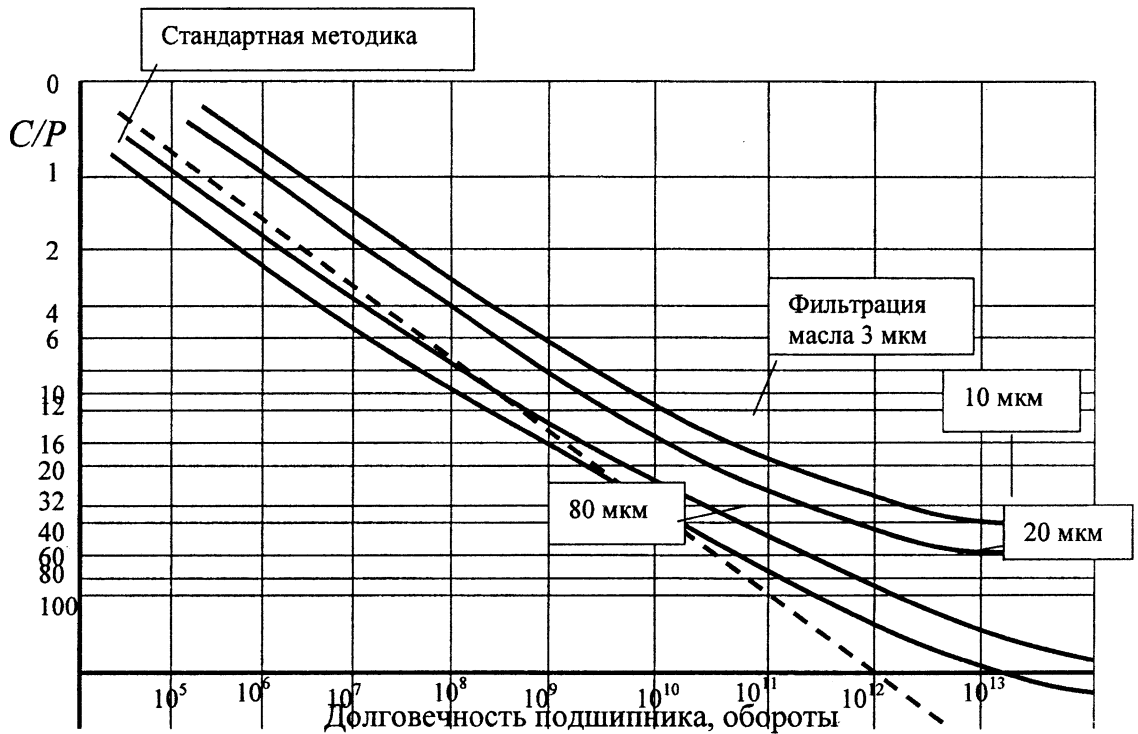


Рис.1. Влияние относительной нагрузки на долговечность подшипников при различной степени очистки масла; C , P – динамическая грузоподъемность и нагрузка на подшипнике соответственно.

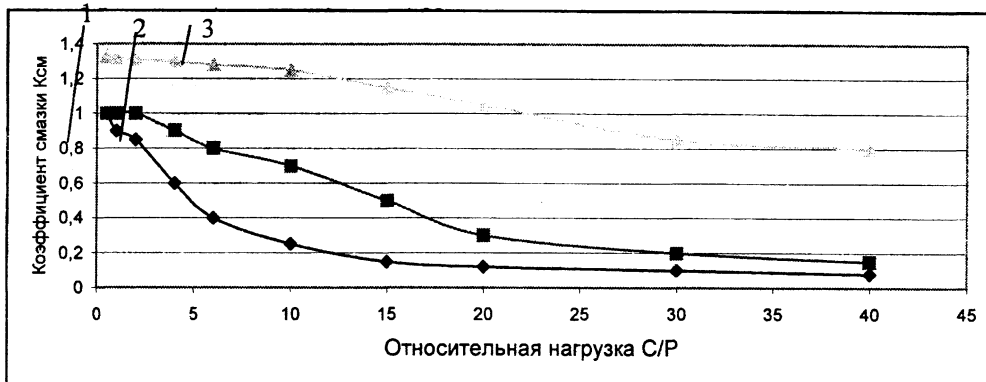
где η – степень очистки масла. С учетом влияния смазки предлагается следующая формула для расчета долговечности подшипников

$$L = 10^6 \left(\frac{C}{P_i k_{d1} k_{d2} k_z k_T k_m k_{cm}} \right)^m,$$

где P_i – нагрузка на подшипнике; k_{d1} , k_{d2} – коэффициенты внутренних и внешних динамических нагрузок; k_z , k_T , k_m – коэффициенты зазора, температуры и материала; $m=3,33$ – показатель степени повреждения роликовых подшипников.

Путем обработки большого числа экспериментальных исследований получены значения коэффициента смазки в зависимости от нагрузки, степени очистки масла и условий смазки. На рис.2 изображены графики зависимости коэффициента смазки от относительной нагрузки. Значения коэффициента смазки для различных режимов даны в табл.1.

А



Б

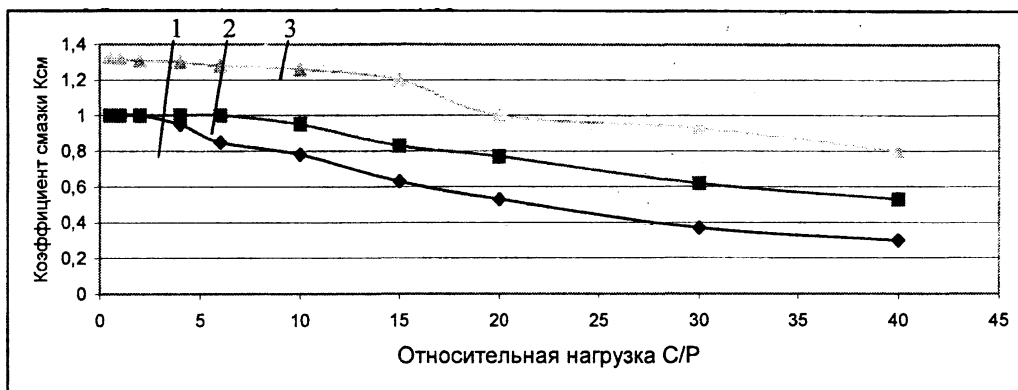


Рис.2. Зависимость коэффициента смазки от относительной нагрузки: а- циркуляционная смазка; б- смазка разбрызгиванием.

1 – хорошая очистка масла (<10 мкм); 2 – средняя степень очистки (10-40 мкм);
3 – грубая очистка (свыше 100 мкм)

Долговечность подшипников напрямую зависит от способа смазки и степени очистки масла. Системы циркуляционной смазки под давлением с тонкой очисткой и охлаждением масла обеспечивают повышение срока службы подшипников в 10 и более раз, по сравнению с конструкциями, имеющими смазку разбрызгиванием. Особенностью работы подшипников качения планетарных передач является повышенные упругие деформации обода сателлита, приводящие к скольжению и нагреву роликов. Для работающих с высокими скоростями подшипников отсутствие принудительной смазки и охлаждения приводит к перегреву и преждевременному выходу из строя.

При проектировании определяется коэффициент динамической грузоподъемности подшипниковых узлов исходя из требуемой надежности

$$C = P_p k_{d1} k_{d2} k_z k_T k_m k_{cm} / k_L,$$

где P_p – расчетная эквивалентная динамическая нагрузка, в качестве которой принимается максимальная нагрузка при наличии нескольких режимов нагружения. Коэф-

коэффициент долговечности k_L учитывает переменность режимов работы подшипника и рассчитывается по следующей зависимости

$$k_L = \left(\frac{10^6 (P_p k_{d1} k_{cm})^m}{L_o \sum_{i=1}^N (P_i k_{d1i} k_{cmi})^m n_{1i} \gamma_i} \right)^{1/m},$$

где L_o - заданная долговечность; n_{1i} - число оборотов подшипника на единицу долговечности на i -ом режиме; γ_i - относительное время работы подшипника на i -м режиме; k_{d1i} , k_{cmi} - коэффициенты внутренних динамических нагрузок и смазки на i -м режиме; N - число режимов.

По данной методике разработана компьютерная программа расчета долговечности и выбора рациональных параметров подшипников качения планетарных передач мобильных машин и механических редукторов. Основными этапами расчета являются выбор эксплуатационного режима машины, расчет нагрузок и расчетных коэффициентов, определение долговечности и выбор оптимальных параметров подшипников. Программа использовалась при проектировании трансмиссий карьерных самосвалов, машин повышенной проходимости, тракторов и другой техники.

Таблица 1

Коэффициент смазки подшипников качения редукторных узлов

N	Относительная нагрузка С/Р	Коэффициент смазки k_{cm}		
		Степень очистки масла		
		Хорошая менее 10 мкм	Средняя 10-40 мкм	Плохая свыше 100 мкм
1	2	3	4	5
<i>Циркуляционная смазка подшипников</i>				
1	0,5	1	1	1,33
2	1	0,9	1	1,32
3	2	0,85	1	1,30
4	4	0,60	0,9	1,30
5	6	0,40	0,8	1,29
6	10	0,25	0,7	1,25
7	15	0,15	0,5	1,15
8	20	0,12	0,3	1,05
9	30	0,10	0,2	0,85
10	>40	0,08	0,15	0,8
<i>Смазка масляным туманом</i>				
1	0,5	1	1	1,34
2	1	1	1	1,32
3	2	0,95	1	1,30
4	4	0,90	1	1,30
5	6	0,78	0,95	1,30
6	10	0,57	0,90	1,29
7	15	0,42	0,80	1,15
8	20	0,36	0,68	1,05
9	30	0,27	0,52	0,95
10	>40	0,18	0,45	0,85
<i>Смазка разбрызгиванием</i>				
1	0,5	1	1	1,33
2	1	1	1	1,32
3	2	1	1	1,31
4	4	0,95	1	1,31
5	6	0,90	1	1,28
6	10	0,78	0,95	1,26
7	15	0,63	0,83	1,20
8	20	0,53	0,77	1
9	30	0,37	0,62	0,93
10	>40	0,30	0,53	0,80

Литература. 1. Подшипники качения: Справочник-каталог/Под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского.-М.: Машиностроение, 1984.-280 с. 2. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник/Под общ. ред. А.И. Гришкевича.-М.: Машиностроение, 1984.-272 с.

УДК 621.822.5+539.67

А.Л.Худолей, О.О.Кузнецик

РАСЧЕТ МНОГОСЛОЙНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С ДЕМПФИРУЮЩИМ СЛОЕМ

*Институт надёжности машин НАН Беларуси
Институт порошковой металлургии БГНПК ПМ
Минск, Беларусь*

При работе узла трения типа «вал-подшипник-опора» частичное рассеивание энергии механических колебаний можно осуществлять за счет демпфирующего слоя (слоев) подшипника скольжения. В свою очередь, такой слой может быть антифрикционным покрытием, подслоем или основой подшипника. Рассеяние колебаний зависит от передаточных свойств демпфирующего слоя. Передаточная функция устанавливает связь между габаритными размерами слоя и спектральной плотностью возбуждаемых в нём колебаний при работе подшипника.

Зная кинематические особенности системы: допустимые значения виброперемещений, проседания опор, отклонений от соосности и т.д. можно найти соответствующую передаточную функцию, которая позволит определить основные характеристики демпфирующего слоя. Под этими свойствами будем понимать пористость Π , толщину слоя h , род материала и его структурное состояние a .

Выбор демпфирующего материала следует осуществлять с учётом коэффициента затухания колебаний ξ , который должен стремиться к своему критическому значению ξ_c :

$$\xi_c = 2\sqrt{CJ_p} \quad , \quad (1)$$

где C - коэффициент жёсткости демпфирующего материала,

J_p - полярный момент инерции вала в сборе.

Установив связь между коэффициентом жёсткости конкретного материала и свойствами демпфирующего слоя в виде:

$$C = C(\Pi, h, a) \quad , \quad (2)$$

можно с учетом габаритных, физико-механических и температурных ограничений, предъявляемых к демпфирующему материалу, определить пористость и высоту демпфирующего слоя, которая необходима для поглощения заданного количества энергии механических колебаний.

МОДЕЛИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕСУРСА ОСЕЙ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

*Белорусский национальный технический университет
РУП "Минский автомобильный завод"
г. Минск, Беларусь*

В работе рассмотрены результаты исследований по разработке нового типажа осей прицепного состава Минского автозавода с использованием комплекса расчетных и экспериментальных методов прогнозирования долговечности, включающих моделирование, испытания и прогнозирование ресурса осей автотранспортных средств.

Сущность и краткое содержание используемых в настоящей работе подхода и методики [1 – 6] состоит в том, что проектируемая конструкция представляется в виде полномасштабной виртуальной (например, конечно-элементной) модели, способной «эволюционировать» при прохождении стадий проектного цикла, включающих: статическую доводку конечно-элементной модели конструкции по критериям прочности и жесткости; оценку эксплуатационной нагруженности, в т.ч. - ее схематизацию, и составление нагрузочных блоков; расчетное или расчетно-экспериментальное определение характеристик сопротивления усталости и их рассеяния в опасных сечениях конструкции; расчет ресурса с учетом суммирования усталостных повреждений в процессе снижения предела выносливости детали (при требуемой вероятности неразрушения) для данного нагрузочного режима.

Для учета эксплуатационной нагруженности на стадии проектирования используются, предложенные ранее соответствующие модель и критерий нагруженности K_w [1, 5, 6]

$$K_w = \frac{\sigma_w}{\frac{\hat{\sigma} - \check{\sigma}}{\sigma - \sigma}}, \quad (1)$$

где σ_w – параметр распределения Вейбулла с размерностью напряжения, МПа;

$\hat{\sigma}$ – максимальное напряжение нагрузочного блока, МПа;

$\check{\sigma}$ – минимальное напряжение нагрузочного блока, МПа.

K_w может изменяться от 0 до 1, характеризуя таким образом любой практически возможный нагрузочный режим (от особо легкого режима нерегулярного нагружения, при $K_w \leq 0,2$, до регулярного нагружения, при $K_w = 1$).

Автором [7] установлена расчетная зависимость между долговечностью при нерегулярном и регулярном нагружении с использованием для описания нерегулярного и регулярного нагружения натуральных деталей машин и элементов конструкций трехпараметрического распределения Вейбулла.

Указанная связь осуществляется через зависимость относительного числа циклов до точки нижнего перелома кривой усталости $N_{GOTH} = \frac{N_{GH}}{N_G}$ от критерия нагруженности K_w .

Данную зависимость удобно представить в координатных осях $K_w - N_{GOTH}$ (N_{GH} и N_G – число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости при нерегулярном и регулярном нагружении соответственно).

Учет нагрузочного режима на стадии проектной оценки ресурса обеспечивается величиной критерия K_w , который определяется расчетным путем (для заданного вари-

анта нагруженности оси, входящей в динамическую имитационную системную модель АТС) или экспериментально (по результатам натурного тензометрирования). При его выборе учитывается тип (класс) детали, ее опасной зоны, сечения или элемента по нагруженности.

Расчет ресурса (долговечности) оси с требуемой вероятностью неразрушения при эксплуатационном нерегулярном нагружении, соответствующем определенному нагрузочному режиму (значению критерия нагруженности $K_w < 1$), проводят с использованием уравнения кривой усталости для эксплуатационного (нерегулярного) нагружения

$$N_{\Sigma P} = N_{GH} \cdot \left(\frac{\sigma_{RP}}{\sigma} \right)^m, \quad (2)$$

где $N_{GH} = N_G \cdot N_{GOTH}$; σ_{RP} – предел выносливости детали, соответствующий вероятности неразрушения P , МПа.

В случае несоответствия сечений конструкции оси требуемым ресурсу и вероятности неразрушения, производится корректировка их геометрии, назначение обрабатывающих и упрочняющих технологий [8], замена материала, изменение схемы нагружения и т.д. Доведенная таким образом модель конструкции для конкретной нагрузки на ось изготавливается в натуре и направляется на стендовые ускоренные испытания в количестве не менее пяти штук. После проведения стендовых испытаний, в случае попадания эксплуатационных долговечностей в одну генеральную совокупность, уточняются полученные расчеты ресурса, после чего выдается рекомендации по использованию осей.

В результате анализа существующих конструкций предложена базовая конструкция оси прицепного состава автомобилей, исходя из комплексного анализа ее массогабаритных, технологических и эксплуатационных характеристик с учетом материалов трубной заготовки и других деталей оси.

Расчетно-эксплуатационный и расчетный анализ базовой составной трубной сварной конструкции оси на долговечность по критерию сопротивления усталости позволил предложить новую конструкцию, трехмерная модель которой приведена на рис. 1, а конечноэлементная – на рис. 2.



Рис. 1. Трёхмерная модель исследуемой оси прицепа

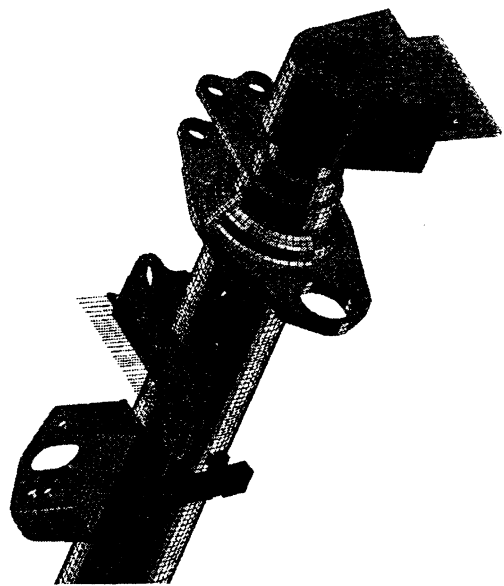


Рис. 2. Конечноэлементная модель исследуемой оси

Для сравнения с расчётом имеются данные по напряжениям, полученные с помощью тензодатчиков, наклеенных вдоль оси балки в указанных на схеме местах (см. Рис.3).

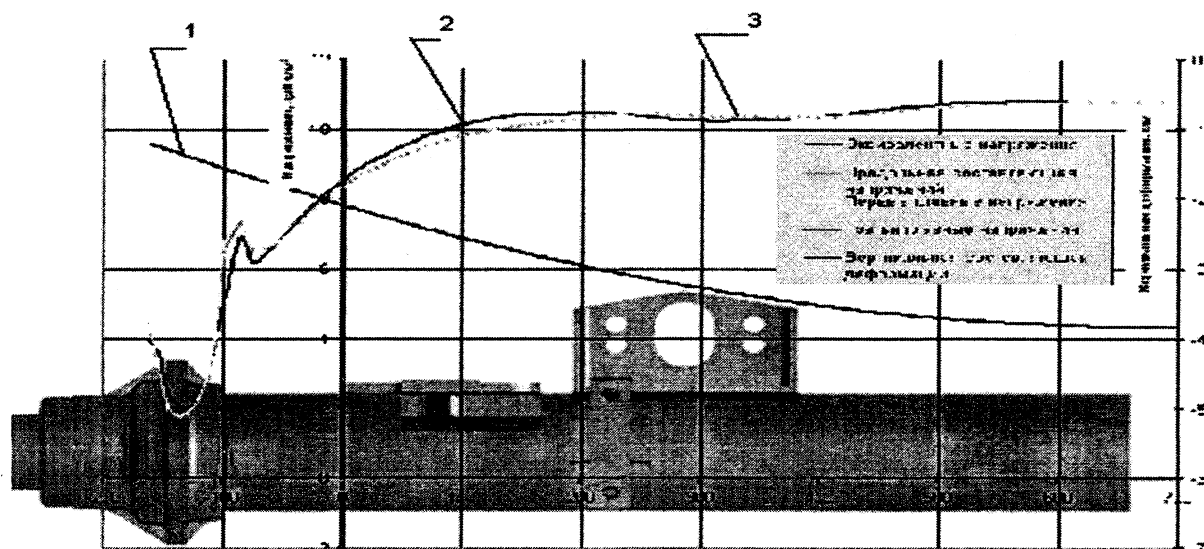


Рис. 3. Характеристики НДС балки оси снизу:

- 1 – вертикальная составляющая деформаций; 2 - эквивалентные напряжения;
3 – первые главные напряжения

Места наклеивания датчиков: 1 - в нижней части балки оси перед тормозным суппортом; 2 - в нижней части балки оси в плоскости симметрии; 3 - симметрично датчику № 1.

По указанным точкам проводится сопоставление результатов испытаний с осевыми расчётными напряжениями (см. табл. 1).

Таблица 1. Сопоставление напряжений, полученных экспериментальным и расчётным путём

Источник	Напряжения в даН/мм ²			Разница
	Датчик № 1	Датчик № 2	Датчик № 3	
Испытания	5.6	10.4	5.9	
Расчёт	6.6	10.78	6.6	
	17.9%	3.7%	11.9%	

Как видно имеется заметное отличие экспериментальных данных от расчётных. Однако, оно ни в одном случае не превышает значения 20%. И это при том, что, как мы видим, даже в пределах одного эксперимента полученные на симметричных датчиках значения напряжений отличаются на 5.4%. Кроме того, по эквивалентным напряжениям получается гораздо лучшее совпадение. Логично предположить, что при проведении экспериментальных исследований с использованием значительно большего количества тензодатчиков, среднее отличие от расчёта не превысило бы значения, полученного по

прогибу. Следовательно получена расчетная модель оси с характеристиками, соизмеримыми с натурной конструкцией.

Методика расчетного исследования статического напряженно-деформированного состояния конструкций осей прицепного состава автомобилей включает следующие основные этапы: создание объёмной модели (выполнение геометрической модели, адаптация геометрической модели для получения на её основе КЭ сетки); создание конечноэлементной модели (выполнение КЭ модели несущей конструкции. нагружение конечноэлементной модели); расчет конструкции МКЭ; анализ результатов расчета.

Так, на рис. 4 в качестве примера приведена упрощенная расчетная модель балки оси, на которой видны поля распределения главных напряжений при действии рабочей вертикальной нагрузки на ось.

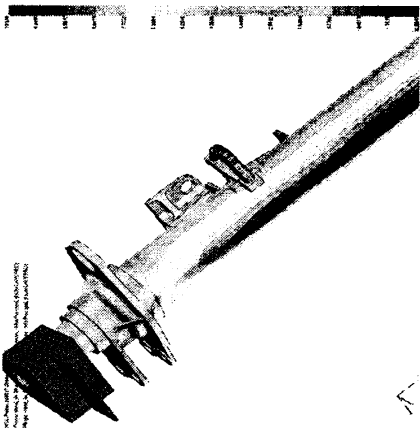


Рис. 4. Распределение первых главных напряжений в оси под действием вертикальной нагрузки. Вид снизу

В результате расчёта методом конечных элементов получены характеристики напряжённо-деформированного состояния оси самосвального прицепа под действием статической нагрузки аналогичной стендовой. Полученные характеристики НДС отличаются от экспериментальных на величину, не превышающую 15 - 20%.

Вертикальная нагрузка не вызвала возникновения в деталях исследуемой конструкции напряжений достигающих предела текучести. Полученные данные возможно использовать для оценки напряжённости с имитацией стендовой нагрузки.

В результате расчёта получены характеристики напряжённо-деформированного состояния балки оси самосвального прицепа с боковой разгрузкой в режиме стендовых испытаний с вертикальной нагрузки 9000 даН.

Под действием одной вертикальной нагрузки нагруженность деталей оси не достигает критических значений. Худшие значения коэффициентов запаса по пределу текучести составляют: для оси 1,69.

Проведенный расчёт наглядно показал, что при достаточно детальном моделировании, возможно, воспроизвести стендовое нагружение исследуемой оси и получить характеристики НДС, незначительно отличающиеся от замеренных на стенде.

После статической доводки конечноэлементной модели конструкции по критериям прочности и жесткости, оценивается нагруженность опасных зон, сечений и их элементов с использованием динамической виртуальной модели автопоезда, фрагмент модели подвески полуприцепа которого приведен на рис. 5.

Так, например, для случая движения по булыжному покрытию с грузом для сечения 1 критерий нагруженности составляет $K_w = 0,268$.

Трубы для балок осей по ГОСТ 8731-87 изготовлены из стали 45. Расчет характеристик сопротивления усталости и их рассеяния для проектируемых осей проведен в четырех опасных с точки зрения усталости сечениях (см. табл. 1). Результаты расчета приведены в табл. 2.

Так, например, для случая движения по булыжному покрытию с грузом для сечения 1 критерий нагруженности составляет $K_w = 0,268$.

Трубы для балок осей по ГОСТ 8731-87 изготовлены из стали 45. Расчет характеристик сопротивления усталости и их рассеяния для проектируемых осей проведен в

четырёх опасных с точки зрения усталости сечениях (см. табл. 1). Результаты расчета приведены в табл. 2.

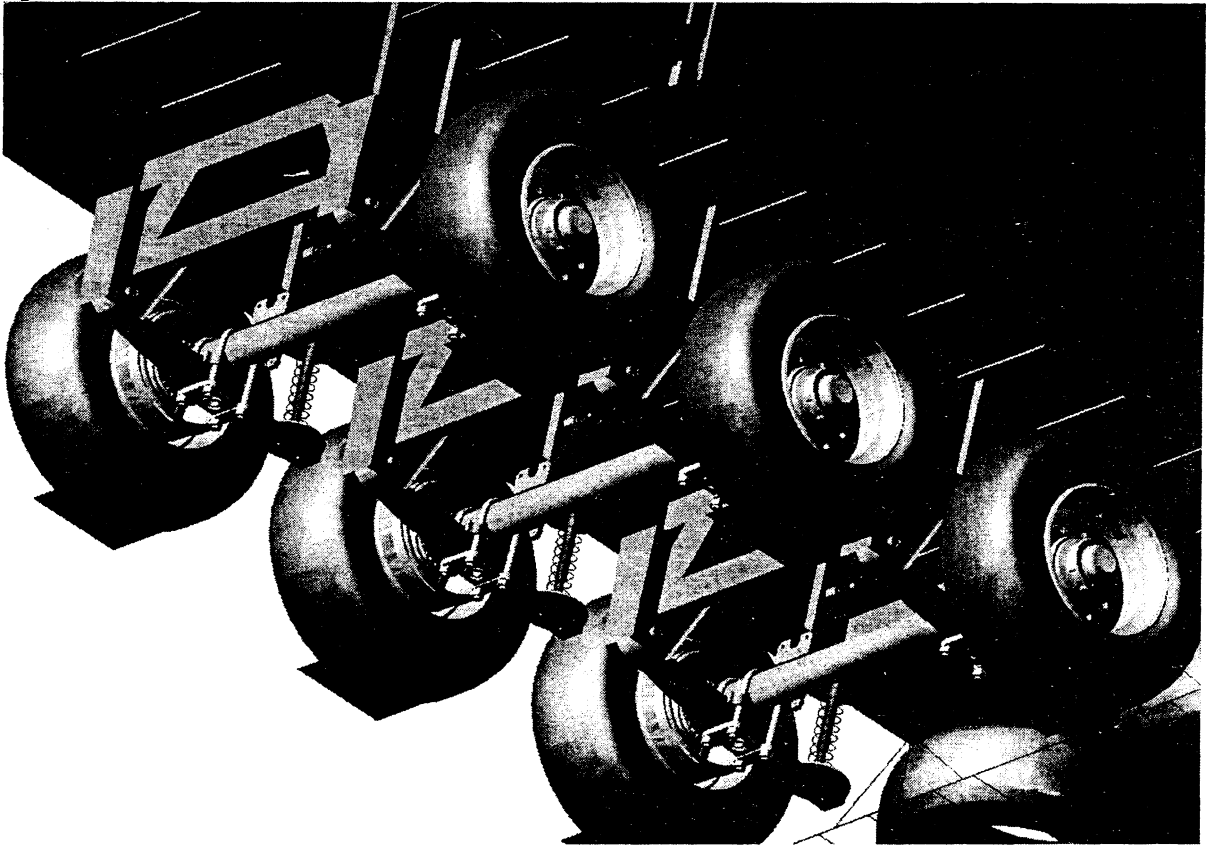


Рис. 5. Фрагмент динамической виртуальной модели подвески полуприцепа магистрального автопоезда Минского автомобильного завода

На основании совместного анализа нагруженности опасных сечений и их характеристик сопротивления усталости, проектную оценку долговечности балок осей произведена только в сечениях 1, 3 и 4.

Результаты вероятностного проектного расчета долговечности в зависимости от конструктивных вариантов сечений и нагрузки на ось в настоящей статье не представлены в связи с ограниченностью ее объема.

Таблица 1

Характеристики опасных с точки зрения усталости сечений осей автомобильных прицепов

Номер сечения	Краткая характеристика опасного сечения
1	<i>Место установки и сварки тормозного суппорта</i>
2	Место посадки дистанционного кольца на диаметр $\varnothing 120,5^{+0,133}_{+0,079}$ с галтелью R6. Опасным концентратором является натяг (фреттинг-коррозия)
3	Место установки тормозного суппорта на диаметр $\varnothing 125^{+0,063}$. Расчет проведен для цельного металла после черновой обработки от $\varnothing 127$ (сварка не учтена)
4	Место установки рессорных площадок на $\varnothing 125$ после черновой обработки от $\varnothing 127$. Расчет проведен для цельного металла (сварка не учтена)

Таблица 2

Характеристики сопротивления усталости осей автомобильных прицепов

Но- мер сече- ния	$\bar{\sigma}_{RD}$, МПа	95%-ные довери- тельные интервалы для $\bar{\sigma}_{RD}$, МПа	m	N_G , цик- лы	\bar{V}_{σ_R}	\bar{S}_{σ_R} , МПа	95%-ные до- верительные интервалы для \bar{S}_{σ_R} , МПа
1	136,40	126,41...146,39	2,96	$6,7 \cdot 10^5$	0,0876	11,95	8,42...21,46
2	159,57	149,40...169,74	3,61	$2 \cdot 10^6$	0,0762	12,16	8,57...21,84
3	142,27	134,42...150,12	3,20	$2 \cdot 10^6$	0,0660	9,39	6,62...18,86
4	312,25	295,02...329,48	7,48	$2 \cdot 10^6$	0,0660	20,61	14,52...37,02

В качестве примера, на рис. 6 приведены кривые усталости балок осей для вероятности неразрушения $P = 0,99$ (1 – регулярное нагружение; 2 – нерегулярное нагружение блоком; 3 – нерегулярное нагружение ступенчатым блоком (по методике МАЗ)), а на рис. 7 – функции распределения усталостной долговечности (их нижние 95%-ные доверительные области) для сечения, проходящего через зону сварки тормозного суппорта в случае движения по булыжному покрытию с грузом для цельного металла и для сварных швов (1 – место установки тормозного суппорта при (цельный металл); 2 – сварной шов тормозного суппорта при $\alpha = 360^\circ$; 3 – сварной шов тормозного суппорта при $\alpha = 105^\circ$ и $\rho_r = 50$ мм.; 4 – сварной шов тормозного суппорта при $\alpha = 90^\circ$ и $\rho_r = 44$ мм) по кольцу при $\alpha = 360^\circ$; по дуге при $\rho_r \leq 50$ мм и $\alpha \leq 105^\circ$; по дуге при $\rho_r \leq 44$ и $\alpha \leq 90^\circ$.

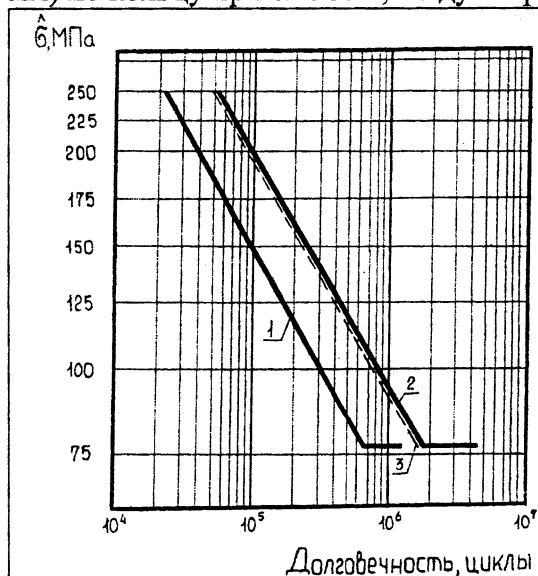


Рис. 6. Кривые усталости серийных осей автомобильных прицепов

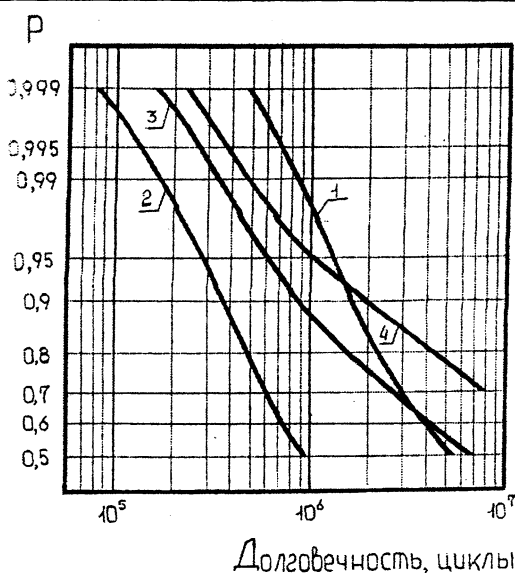


Рис. 7. Функции распределения долговечности проектируемой балки оси в зоне установки и сварки тормозного суппорта при нагрузке на ось 10 тонн

Совместный анализ результатов проектных расчетов долговечности проектируемых осей в сравнении с прототипом позволил сделать следующие выводы. Опасными с точки зрения усталости являются оба исследуемых сечения. Очевидно, что исходя из требования равнопрочности конструкции, долговечность по сварным швам должна быть не менее долговечности по цельному металлу балки оси. Этим объясняется проектная проверка по долговечности нескольких конструктивных вариантов сварных

швов в обоих сечениях. Так, для четвертого конструктивного варианта сечения балки оси размером 125x23 мм при нагрузке на ось $Q=100$ кН разрушение по цельному металлу будет отсутствовать до вероятности неразрушения $P \leq 0,7$.

При этом, для исключения возможности разрушения по сварным швам рессорной площадки, их рекомендуется переместить в нейтральную горизонтальную область балки ($p_y \leq 32$ мм), изменив незначительно при этом размеры площадки.

Для достижения равнопрочности сечений (соответственно 3 и 1 по цельному металлу и сварным швам), последние рекомендуется выполнять не по кольцу при $\alpha=360^\circ$, а по дугам при угле обхвата каждым швом $\alpha \leq (90^\circ \dots 105^\circ)$ и с расстоянием наиболее удаленной точки сварного шва от нейтральной горизонтальной плоскости $\rho_y \leq (44 \dots 50$ мм).

Из анализа рис.7 видно, что, исходя из требования равнопрочности конструкции, предпочтительнее следующий конструктивный вариант выполнения сварного соединения тормозного суппорта с балкой оси: $\alpha \leq 90^\circ$ и $p_y \leq 44$ мм.

В результате проведенных исследований и использования разработанной методики ресурсного проектирования, разработан типаж осей прицепного состава Минского автозавода, отличающийся более высокой технологичностью и меньшей трудоемкостью изготовления, пониженной (на величину до 20%) металлоемкостью и с повышенной надежностью.

Предложены варианты технологического упрочнения опасных мест с проведением соответствующей расчетной оценки их ресурса и надежности.

В настоящее время проводятся проектно - конструкторские и научно - исследовательские работы по подготовке производства разработанного типажа осей прицепного состава с пониженной металлоемкостью подшипниковых узлов для различных нагрузок на ось и условий эксплуатации.

Результаты исследований, использованы для ресурсного проектирования осей и применяются в настоящее время при отработке соответствующих методик проектирования рессор и рам прицепного состава автомобилей.

Литература: 1. Капуста П.П. Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости деталей на стадии проектирования машин. - Мн.: "Технопринт", 2001. - 97 с. 2. Капуста П.П. Расчеты на сопротивление усталости. - Мн.: Изд. ПП БелНИИНТИ, 1989 г., 98 с. 3. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Приведение асимметричных циклов к эквивалентным по повреждающему воздействию симметричным или отнулевым// Весці НАН Беларусі: Серыя фізіка-тэхнічных навук.- 2000. - №2. - С. 59 – 61. 4. Капуста П.П. Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС// Автомобильная промышленность. – 2001. - № 11. - С. 15-18. 5. Капуста П.П. Уравнения нерегулярной нагруженности деталей машин// В сб. Машиностроение: Сб. научн. трудов. Вып. 17. Под ред. И.П. Филонова. – Мн.: УП "Технопринт", 2001. - С. 323-327. 6. Капуста П.П. Ресурсное проектирование несущих деталей АТС// Автомобильная промышленность. - 2000. - №2. - С. 59 – 61. 7. Принципы ресурсного проектирования несущих систем и деталей мобильных транспортных машин.// В сб. Материалы МНК "Механика машин на пороге III тысячелетия"/ Под общ. ред. акад. М.С. Высоцкого; - Минск: НИРУП "Белавтотракторостроение", 2001. – С. 433 – 438. 8. Капуста П.П. Учет технологий изготовления и упрочнения деталей при ресурсном проектировании машин заданной надежности// Технология, оборудование, автоматизация, неразрушающий контроль процессов нагрева и упрочнения деталей на машиностроительных предприятиях: Сб. научн. трудов под ред. П.С. Гурченко. – Мн.: УП «Технопринт», 2002., 163 с.

Расчет статической нагруженности балок осей автобуса

РУП Минский автомобильный завод
Минск. Белорусь

Прогнозирование реального нагружения осей автобуса от воздействия весов кузова, узлов и агрегатов трансмиссии, а также сил, вызванных равномерно распределёнными по салону пассажирами, на этапе проектирования является важным этапом на пути создания надёжной и долговечной конструкции автобуса.

В зависимости от степени заполненности салона и от распределения пассажиров внутри салона перераспределение сил может меняться в ту или иную сторону в значительных пределах. Особенно это сказывается при средней заполненности автобуса при подъезде к остановкам, когда готовящиеся к выходу пассажиры начинают скапливаться у выходных дверей с перераспределением основной массы на накопительных площадках и с тенденцией оттока от передней двери к средней и задней, догружая при этом избыточной вертикальной нагрузкой правое заднее колесо. Однако такие перераспределения масс носят случайный и непродолжительный характер (в промежутках между остановками происходит рассредотачивание пассажиров по всему салону) и на динамические процессы в пределах одного рейса в значительной мере не сказываются. Наибольший интерес представляет предельное заполнение автобуса в часы "пик".

Определение реакций со стороны дороги транспортного средства со снаряжённой массой.

Будем считать, что на малых углах продольного и поперечного наклона дороги, что характерно для большинства дорог городов Беларуси, влияние кинематики подвески несущественно.

Рассмотрим наиболее общий случай нагружения с числом осей, отличным от 2-х (в зависимости от типа трансмиссии и компоновочной схемы транспортного средства).

Предположим, что каркас – абсолютно жёсткое тело, а подвеска каждого моста имеет жесткость C_i с учетом жёсткости самой подвески и жёсткости шин

$$\left(C_i = \frac{C_{mi} C_{ши}}{C_{mi} + C_{ши}} \right)$$

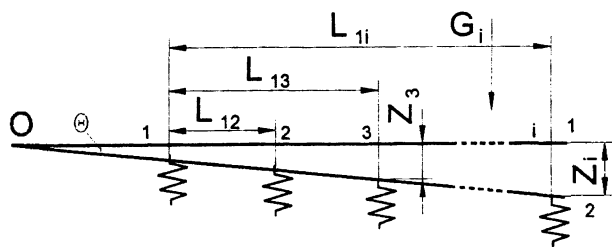


Рис 1. Геометрические характеристики транспортного средства.

Обозначим (рис. 1):

- L_1 – расстояние до I-й массы агрегата,
- L_{1i} – расстояние от 1-го моста (оси) до I-го моста (оси),
- G_i – I-я масса.

Тогда при приложении силы G_i на расстоянии l_i от первой оси рама переместится из положения 1 в положение 2, повернувшись относительно некоторого центра O на

угол θ . Если считать, что каждая точка при этом переместилась на расстояние Z_i , можно записать:

$$Z_i = \text{tg}\theta \cdot l_{oi}, \text{ где } l_{oi} - \text{расстояние от центра поворота } O \text{ до } i\text{-й точки.}$$

Учитывая то, что расположение центра O неизвестно, а расстояния до каждой массы удобнее связывать с первой осью, представим Z_i через Z_1 :

$$Z_i = Z_1 + l_{1i} \text{tg}\theta \quad (1)$$

Рассмотрим многоосное транспортное средство с $j=1 \dots m$ массами и $i=1 \dots n$ осями, стоящий на плоскости под углом α к горизонту (рис. 2).

Для данного случая G_i – обобщенная i -я составляющая масса.

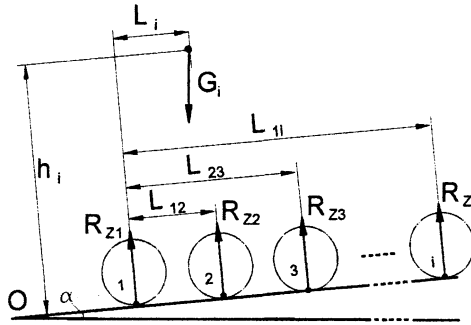


Рис 2. Транспортное средство на наклонной плоскости.

Найдем сумму проекций всех сил на нормальную к поверхности дороги ось и сумму моментов относительно т.1, при этом обозначим

$$G_1 + G_2 + \dots + G_i = G_a - \text{вес транспортного средства} \quad (2)$$

$$G_1 l_1 \cos \alpha + G_1 h_1 \sin \alpha + G_2 l_2 \cos \alpha + G_2 h_2 \sin \alpha + \dots + G_i l_i \cos \alpha + G_i h_i \sin \alpha = \sum_{i=1}^m (G_i l_i \cos \alpha + G_i h_i \sin \alpha) = A \quad (3)$$

Тогда

$$\sum F_x = 0; \quad R_{z1} + R_{z2} + \dots + R_{z1} = G_a \cos \alpha \quad (4)$$

$$\sum M_1 = 0; \quad R_{z2} l_{12} + R_{z3} l_{13} + \dots + R_{zi} l_{1i} = A \quad (5)$$

Учитывая, что $R_{zi} = C_i Z_i$, исходя из (1) и (4) можно записать:

$$C_1 Z_1 + (Z_1 + l_{12} \text{tg}(\theta)) C_2 + (Z_1 + l_{13} \text{tg}(\theta)) C_3 + \dots + (Z_1 + l_{1i} \text{tg}(\theta)) C_{2i} = G_a \cos(\alpha) \quad (6)$$

Или, раскрывая скобки и группируя, получим:

$$C_1 Z_1 + C_2 Z_1 + C_3 Z_1 + C_i Z_1 + C_2 l_{12} \text{tg}(\theta) + C_3 l_{13} \text{tg}(\theta) + \dots + C_i l_{1i} \text{tg}(\theta) = Z_1 \sum_{i=1}^n C_i + \text{tg}(\theta) \left(\sum_{i=2}^n C_i l_{1i} \right) = G_a \cos \alpha \quad (7)$$

Из (7)

$$\begin{aligned}
& C_2 Z_2 l_{12} + C_3 Z_1 l_{13} + \dots + C_i Z_i l_{1i} = C_2 (Z_1 + l_{12} \operatorname{tg}(\Theta)) l_{12} + \\
& + C_3 (Z_1 + l_{13} \operatorname{tg}(\Theta)) l_{13} + \dots + C_i (Z_1 + l_{1i} \operatorname{tg}(\Theta)) l_{1i} = \\
& = C_2 Z_1 l_{12} + C_2 l_{12}^2 \operatorname{tg}(\Theta) + C_3 Z_1 l_{13} + C_3 l_{13}^2 \operatorname{tg}(\Theta) + \dots + C_i Z_i l_{1i} + \\
& + C_i l_{1i}^2 \operatorname{tg}(\Theta) = Z_1 (C_2 l_{12} + C_3 l_{13} + \dots + C_i l_{1i}) + \operatorname{tg}(\Theta) \times \\
& \times (C_2 l_{12}^2 + C_3 l_{13}^2 + \dots + C_i l_{1i}^2) = Z_1 \sum_{i=2}^n C_i l_{1i} + \operatorname{tg}(\Theta) \sum_{i=2}^n (C_i l_{1i}^2) = A
\end{aligned} \tag{8}$$

Откуда

$$Z_1 = \frac{A - \operatorname{tg}(\Theta) \sum_{i=2}^n (C_i l_{1i}^2)}{\sum_{i=2}^n C_i l_{1i}} \tag{9}$$

$$\text{Из (7) } Z_1 = \frac{G_a \cos \alpha - \operatorname{tg}(\Theta) \left(\sum_{i=2}^n C_i l_{1i} \right)}{\sum_{i=1}^n C_i} = E \tag{10}$$

Приравнявая выражения (9) и (10), получим

$$\frac{A - \operatorname{tg}(\Theta) \sum_{i=2}^n (C_i l_{1i}^2)}{\sum_{i=2}^n C_i l_{1i}} = \frac{G_a \cos \alpha - \operatorname{tg}(\Theta) \left(\sum_{i=2}^n C_i l_{1i} \right)}{\sum_{i=1}^n C_i} \tag{11}$$

Преобразовывая полученные равенства, получим

$$\operatorname{tg}(\Theta) = \frac{G_a \cos \alpha \sum_{i=2}^n C_i l_{1i} - A \sum_{i=1}^n C_i}{\left(\sum_{i=2}^n C_i l_{1i} \right)^2 - \sum_{i=1}^n C_i \sum_{i=2}^n (C_i l_{1i}^2)} = B \tag{12}$$

Подставляя выражения (10) и (12) в (1), получим

$$R_{zi} = Z_i C_i = C_i (E + l_{1i} B), \tag{13}$$

где C_i - суммарная жёсткость подвески i - го моста,
 l_{1i} - расстояние от передней оси до расчетной i - й оси,
 E и B - постоянные, рассчитанные по формулам (10) и (11).

Подставляя данные в формулу (13), можно определить реакции со стороны дороги на каждой оси.

Данный метод расчета позволяет быстро находить дорожные реакции при компоновке транспортного средства с целью определения наиболее оптимальных геометрических и массовых характеристик агрегатов, влияющих на статическое распределение нагрузок на оси, а также нагруженности трансмиссии при расчётах на этапе проектирования.

Рассмотрим транспортное средство в поперечной плоскости, стоящее на наклонной площадке с углом поперечного уклона β (рис. 3).

Если обозначить через:

- R_{zl} и R_{zp} реакции со стороны дороги на левую и правую стороны,
- h_1 - высоту расположения центра масс агрегатов,
- B - колею,
- B_1 - расстояние до I - й массы в поперечной плоскости, то уравнения равновесия:

$$\sum M_1 = 0 \quad \sum_{i=1}^n (G_i \cos(\alpha) l_{1i} + G_i \sin(\alpha) h_i) = R_{zp} L \tag{14}$$

$$\sum M_2 = 0 \quad \sum_{i=1}^n (G_i \cos(\alpha)(L - l_{1i}) - G_i \sin(\alpha) h_i) = R_{z1} L \quad (15)$$

$$\sum Fx = 0 \quad \sum_{i=1}^n G_i \cos(\alpha) = R_{zp} + R_{z1} \quad (16)$$

Учитывая, что распределение нагрузки по бортам складывается из нагрузок на мосты, можно записать:

$$R_{z1} = \sum_{i=1}^n R_{z1i} \quad (17)$$

$$R_{zp} = \sum_{i=1}^n R_{zpi} \quad (18)$$

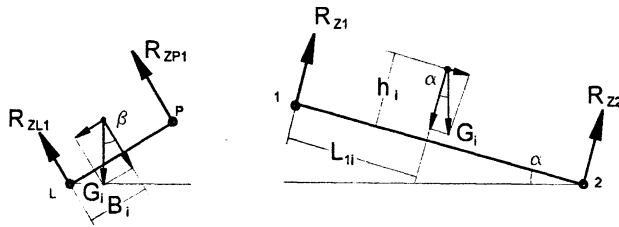


Рис 3. Транспортное средство на наклонной плоскости.

Если принять коэффициент перераспределения нагрузки по бортам, равным

$\Delta = \frac{R_{z1}}{R_{zp}}$, то для I-го моста можно записать:

$$R_{z1i} + R_{zpi} = R_{z1i} + \Delta R_{z1i} = R_{z1i} (1 + \Delta) = R_{zpi} \quad (19)$$

Тогда для правой стороны каждой оси можно найти соответствующую реакцию со стороны дороги

$$R_{zpi} = R_{zi} - R_{z1i} \quad (20)$$

Приведенные рассуждения можно распространить на любое транспортное средство, стоящее на наклонной поверхности с углами продольного (α) и поперечного (β) наклона.

Определение нагрузки на дорожку от массы пассажиров

Если на этапе проектирования принята компоновочная схема автобуса, то данный метод расчёта можно применить для расчёта перераспределения масс по колёсам автобуса от загрузки пассажирами.

Для изучения влияния массы пассажиров на вертикальные нагрузки от дороги будем исходить из максимальной вместимости автобуса (скажем, 2-х осного). Будем считать при этом, что каждый пассажир занимает площадь салона $S_p = \frac{S_{asm}}{n_p}$, где S_{asm} -

площадь салона автобуса для стоящих пассажиров (не учитывается площадь между сиденьями, поручнями, где также могут находиться пассажиры при номинальной загрузке и в часы "пик", n_p - максимально возможное число пассажиров в данном расчёте.

Будем считать, что занимаемая площадь каждого пассажира – квадрат со стороной $K = \sqrt{S_p}$

Значения расчётных перераспределений масс приведены на рис.4. Видно значительное перераспределение нагрузок при номинальной заполненности салона автобуса.

Геометрические характеристики салона автобуса Таблица

Параметр	Значение и единица измерения
Площадь салона	$S=12306560\text{мм}^2$
Периметр салона	$P=29124,79\text{мм}$
Число сидений	$N_c=23$
Максимальное число пассажиров	$N_p=123$
Площадь, приходящаяся на одного пассажира	$S_p=123065\text{мм}^2$
Сторона квадрата	$K=350,81\text{мм}$

В таблице приводятся данные для расчета геометрических характеристик в формуле (13).

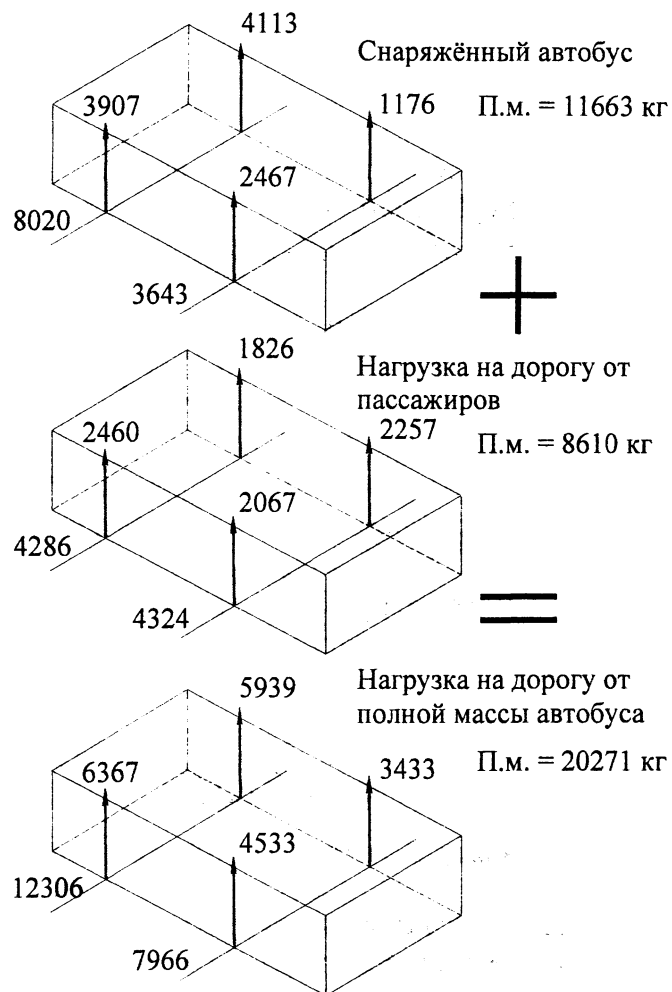


Рис. 4 Перераспределение вертикальных усилий на колеса от загрузки салона автобуса пассажирами.

УКД 629.114.2:62-585.23

Гологуш А.А., Захарик Ан.М., Захарик Ал.М., Ю.М.Захарик

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕАЛЬНОГО СТАТИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ ОСЕЙ АВТОБУСА НА ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ.

*РУП Минский автомобильный завод
Минск, Беларусь.*

Для исследования влияния воздействия весов кузова, узлов и агрегатов трансмиссии, а также сил, вызванных равномерно распределёнными по салону пассажирами, на перераспределение реакция со стороны дороги разработана компьютерная программа Reaction. Данная программа позволяет рассчитывать нагруженность осей любого транспортного средства, включая тягач с полуприцепом, одиночный автомобиль и автобус.

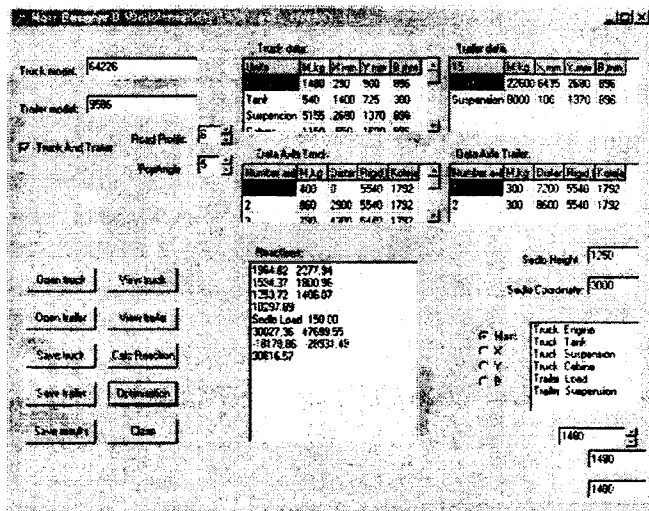


Рис. 1 Главное окно программы Reaction.

Вид главного окна представлен на рис. 1.

В зависимости от поставленной задачи программа позволяет выполнять следующие расчеты:

- осевых сил на каждом колесе тягача,
- осевых сил на каждом колесе полуприцепа,
- осевых сил на каждом колесе одиночного автомобиля и автомобиля с прицепом,
- осевых сил на каждом колесе автобуса.
- осевых сил при различных продольных и поперечных наклонах дороги,
- оптимизацию геометрических и весовых параметров узлов по определенным критериям.

Результаты могут быть представлены в виде численных величин и в графическом виде.

На рис. 2 представлено окно результатов расчета для автопоезда МАЗ-64226+9586.

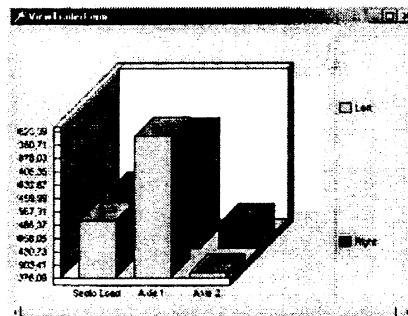


Рис. 2 Результаты расчета для автопоезда МАЗ-64226+9586.

В зависимости от степени заполненности салона и от распределения пассажиров внутри салона автобуса перераспределение сил может меняться в ту или иную сторону

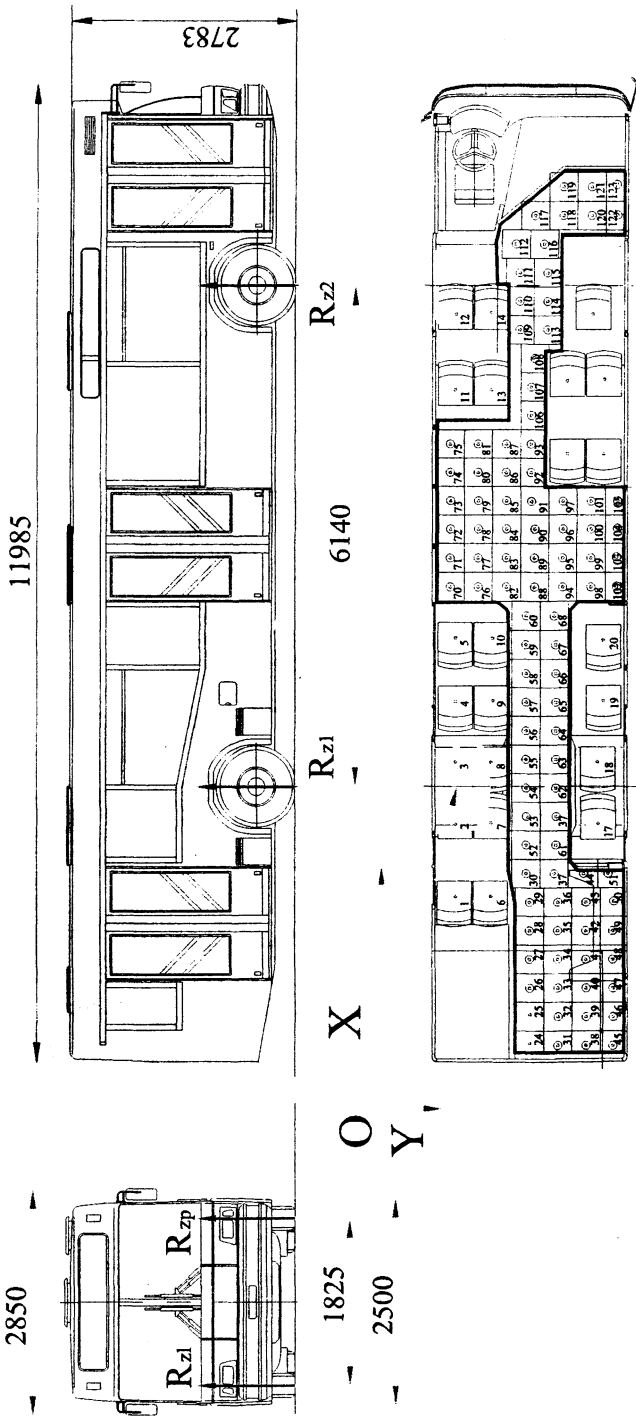
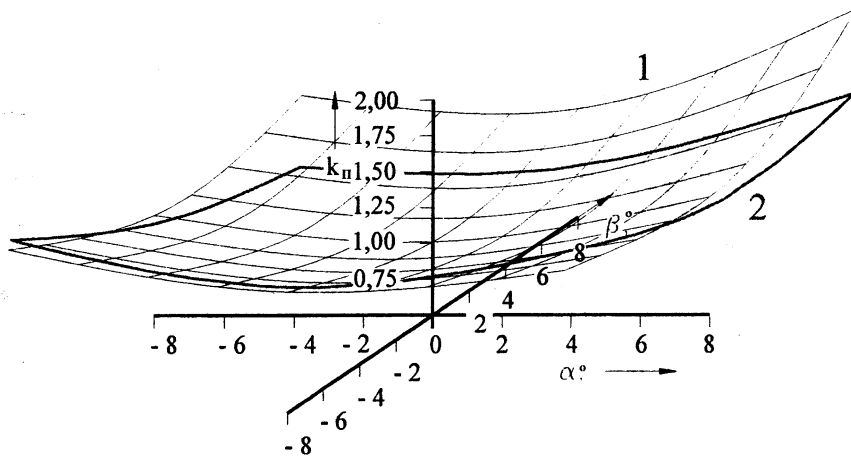


Рис. 3. План расположения пассажиров в автобусе МАЗ-101

в значительных пределах.

На рис. 3 представлен план распределения пассажиров внутри салона автобуса МАЗ-101, а на рис. 4 – график изменения нагрузок на оси в зависимости от продольного и поперечного углов наклона профиля дороги.

Рис. 3. Изменение нагрузок на оси автобуса.



В значительной степени увеличивается перераспределение вертикальных сил между колесами ведущего моста при увеличении продольного и поперечного угла наклона дороги.

На рис. 3 угол α соответствует продольному наклону профиля дороги, угол β – поперечному. Коэффициент перераспределения $k_n = R_{z1n}/R_{z2n}$, где R_{z1n} – вертикальная нагрузка на правое колесо ведущего моста, R_{z2n} – вертикальная нагрузка на левое колесо ведущего моста.

Выравнивание нагрузок по бортам можно достичь, располагая пассажирские места более или менее рационально в пределах пространства салона автобуса. Поверхность 2 соответствует более оптимальному распределению пассажиров. Для данного случая получен коэффициент перераспределения $k_n^{max} = 1,3$.

УДК 621.396.6

Кавриго И.П., Дюбков В.К., Шостак С.А.

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ НЕВОССТАНАВЛИВАЕМЫХ СИСТЕМ ОДНОКРАТНОГО ПРИМЕНЕНИЯ

*Военная Академия Республики Беларусь,
Минск, Беларуси*

Особенностью сложных невосстанавливаемых систем однократного применения является то, что в течение всей эксплуатации они находятся в режиме ожидания к применению. Одной из наиболее важных задач, решаемых при эксплуатации таких систем, является задача поддержания требуемого уровня безотказности. Сложные системы однократного применения подвергаются периодическому регламентному контролю с последующим анализом статистической информации об их безотказности. Сложившаяся система сбора и обработки статистической информации обуславливает ряд особенностей, затрудняющих оценку технического состояния рассматриваемых объектов. К числу таких особенностей можно отнести малый объем выборок, цензурирование данных, нерегулярность поступления информации и неравноточность оценок. Как следст-

вие, логичным является решение задачи учета вышеуказанных особенностей при оценке технического состояния сложных систем однократного применения. Одним из путей решения данной проблемы является совершенствование математического аппарата, являющегося основой методики оценки технического состояния.

1. Выбор оцениваемого показателя безотказности

В контексте решаемой задачи проанализированы показатели безотказности типа “вероятность”. В качестве основного оцениваемого показателя безотказности выбран коэффициент технической готовности ($K_{ТГ}$).

Коэффициент технической готовности системы есть вероятность того, что в системе в течение межрегламентного периода и завершающей его проверки не выявятся отказы, требующие замены узлов и блоков.

Данный показатель достаточно информативен, что позволяет выбрать $K_{ТГ}$ в качестве анализируемого показателя безотказности. Для оценки динамики изменения показателя безотказности выбран взвешенный метод наименьших квадратов (МНК), позволяющий придать больший вес тем оценкам, которые определены с большей точностью. Учет точности осуществляется путем присвоения каждой оценке веса, определяемого по формуле:

$$W_i = 1/\sigma_i^2,$$

где σ_i -дисперсия i -й оценки коэффициента технической готовности.

Задача использования МНК для анализа показателя безотказности системы подразумевает выбор степени аппроксимирующего полинома. В работе [1] для определения оптимальной степени полинома предложено использовать разбиение данных на обучающую и проверочную последовательности, что позволяет задавать критерий выбора числа членов ряда, в виде

$$S^*(k) = \min_{1 \leq k \leq k_{д}} S(k) = \frac{\sum_{i=1}^m [y_i - \hat{y}_i(k)]^2}{\sum_{j=1}^{m1} [y_j - \hat{y}_j(k)]^2 + \sum_{l=1}^{m2} [y_l - \hat{y}_l(k)]^2},$$

где $\hat{y}_i^{(k)}$ – оценка значения процесса y_i в i -й точке по всем m наблюдениям;

$\hat{y}_j^{(k)}, \hat{y}_l^{(k)}$ – оценка, восстановленная по обучающей и проверочной последовательности;

k – степень полинома;

$m1, m2$ – количество точек в обучающей и проверочной последовательности;

$m = m1 + m2$ – общее количество точек наблюдения.

Для оптимального значения k ряд $S^*(k)$ будет стремиться к единице.

2. Применение нормализующих преобразований к исходным данным

Применение метода наименьших квадратов предполагает нормальный закон распределения данных, что возможно только при достаточно большом объеме выборки. В сложившихся условиях эксплуатации оценки $K_{ТГ}$, как правило, не являются нормальными, что требует их искусственной нормализации. В работе [2] проанализирована оценка области применимости нормализующих преобразований. На основании анализа выбран вид используемого нормализующего преобразования:

$$Q = 2 \arcsin \sqrt{(r + 0.375)/(n + 0.75)},$$

где n – объем выборки, r – число исправных систем из данной выборки.

Приближенная выборочная дисперсия для этой модификации преобразования равняется $1/(4n+2)$.

Задача сглаживания оценок показателя безотказности систем однократного применения решена для частных случаев 1-й и 2-й степени полинома. Решение же задачи в общем виде (для произвольной степени полинома) вызывает трудности. Прежде всего, в вопросах интервального оценивания и практического (машинного) решения. Математическое использование МНК предполагает обращение матриц. В то же время на практике нередки ситуации, когда матрица (в силу случайного характера ее элементов и других причин) оказывается вырожденной, вследствие чего получение обратной матрицы затруднено. В такой ситуации в работе [3] предлагается использовать, так называемое, сингулярное разложение матриц:

$$A=U\Sigma V^T,$$

где $A \in M_{k,n}$ - матрица размерностью $k+1 \times n$;

U, V – ортогональные матрицы $k+1 \times k+1$ и $n \times n$ соответственно;

Σ - диагональная матрица $k+1 \times n$, у которой $\sigma_{ij}=0$, если $i \neq j$, и $\sigma_{ii}=\sigma_i \geq 0$;

σ_i - сингулярные числа матрицы A

Если матрица A – квадратная невырожденная матрица либо прямоугольная и имеет полный ранг, то вычисление обратной матрицы не представляет большой сложности. Если A имеет неполный ранг, то такого представления просто нет, и вычисляют псевдообратную матрицу A^+ :

$$A^+=V\Sigma^+U^T.$$

Для вычисления элементов матрицы справедлива формула:

$$a_{ij} = \sum_{\sigma_k \neq 0} \frac{v_{ik}^* u_{jk}}{\sigma_k},$$

где u_i и v_j – столбцы матриц U и V соответственно.

Характеризация псевдообратной матрицы посредством сингулярного разложения позволяет учесть неточность входных данных и приближенность вычислений.

3. Объединение однородных статистических данных

Еще одна проблема заключается в том, что область применимости нормализующего преобразования типа \arcsin ограничена. Исследования области применимости \arcsin -преобразований разных видов показали, что при весьма малых объемах испытаний (порядка нескольких единиц) нормализующий эффект этого преобразования прекращается. В то же время существуют подходы, позволяющие “увеличить” объем исходной информации путем объединения однородных статистических данных.

Одним из подходов к решению задач объединения однородной информации является применение статистического классификатора, в котором в качестве меры близости используются статистики критерия значимости. Для биномиального распределения такими критериями являются точный критерий Фишера [4] и, в случае нормальной аппроксимации, - Z-критерий [4], а также некоторые другие. Точный критерий Фишера предполагает использовать для проверки однородности двух биномиальных оценок

$\hat{q}_1 = \frac{d_1}{n_1}$ и $\hat{q}_2 = \frac{d_2}{n_2}$ соотношение вида

$$\rho = \frac{(d_1 + s_1)! (d_2 + s_2)! (d_1 + d_2)! (s_1 + s_2)!}{(d_1 - 1 + 1)! (s_1 + 1)! (d_2)! (s_2)! (n_1 + n_2)!},$$

где d_1, d_2 – число отказавших систем из выборок объемом n_1 и n_2 соответственно

и $s_1 = n_1 - d_1$

$s_2 = n_2 - d_2$

Нулевая гипотеза $H_0: q_1=q_2$ принимается, если

$$\frac{\alpha}{2} \leq \sum_{j=1}^{d_1+1} \rho^j \leq 1 - \frac{\alpha}{2},$$

где α - заданный уровень значимости.

Вычисление точного критерия Фишера весьма трудоемкая процедура, вследствие чего он рекомендуется при малых значениях n_1 и n_2 .

Другим широко используемым критерием является Z-критерий, основанный на вычислении соотношения

$$Z_{\text{набл}} = \frac{\frac{d_1}{n_1} - \frac{d_2}{n_2}}{\sqrt{\frac{d_1 + d_2}{n_1 + n_2} \left(1 - \frac{d_1 + d_2}{n_1 + n_2}\right) \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right)}},$$

Нулевая гипотеза H_0 принимается, если

$$|Z_{\text{набл}}| < Z_{\text{кр}},$$

где $Z_{\text{кр}}$ – критическое значение критерия, равное квантили нормального распределения с уровнем значимости α .

Существует, однако, ряд предостережений против необоснованного объединения информации, например в работе [5], которое может ухудшить реальную картину. При крайне малом объеме информации велика вероятность необоснованного включения этой информации в однородную группу в силу чисто случайных причин. Такая ситуация характерна для последних лет эксплуатации систем однократного применения, когда в силу малого числа регламентных проверок отказов практически не наблюдается, вследствие чего существует возможность объединения этой информации со статистической информацией начального периода эксплуатации систем, когда показатель безотказности действительно высок. Итогом такого объединения может стать необоснованное поднятие оценки показателя безотказности на последних годах.

Для исключения этого явления необходимо исследовать область применимости объединения однородной информации. Одним из подходов к исследованию данной области является имитационное моделирование. Применение моделирования позволит не только оценить правомочность объединения информации, но и провести анализ возможностей группировки данных (определить граничные значения объемов выборок и др.).

Заключение

Таким образом, предложен следующий подход совершенствования математического аппарата оценки показателя безотказности:

- выбран метод оценки динамики изменения показателя безотказности, позволяющий учитывать неравноточность оценок (ВМНК);
- обосновано применение и выбрано нормализующее нелинейное преобразование исходных данных (arcsin-преобразование);
- обосновано применение сингулярного обращения матриц при нахождении обратной матрицы;
- в целях увеличения объема статистической информации рассмотрены критерии объединения однородной информации.

Таким образом, предлагаемый подход позволяет учесть существующие особенности поступающей статистической информации о безотказности систем и, как следствие, принять более корректное решение о порядке их дальнейшего использования. Это особенно важно, так как у большинства рассматриваемых объектов истекают гарантийные сроки эксплуатации.

Литература. 1.Спирков С.Н., Скрипник В.М., Зайчик В.С. Метод уменьшения сложности модели для описания экспериментальных данных.//В сб. Разработка и внедрение КСУК на предприятия радиоэлектроники и связи и увеличение на этой основе выпуска продукции высшей категории качества. –Мн.: 1978. 2.Поллард Дж. Справочник по вычислительным методам статистики. –М.: Финансы и статистика, 1982. 3.Форсайт Дж., Малкольм М., Моулер К. Машинные методы математических вычислений. –М.: Мир, 1988. 4.Браунли К.А. Статистическая теория и методология в науке и технике: Пер. с англ. – М.: Наука, 1969. 5.Беляев Ю.К. Вероятностные методы выборочного контроля. –М.: Наука, 1975.

УДК 621.185.532

Ф.Ф. Царук, С.Е. Бельский, А.В. Блохин

ВЫСОКОЧАСТОТНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ МЕТАЛЛОВ ПРИ НОРМАЛЬНЫХ И ПОВЫШЕННЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

*Белорусский государственный технологический университет
Минск, Беларусь*

Высокочастотное нагружение позволяет значительно снизить трудоемкость и временные затраты при проведении усталостных испытаний [1]. Однако различие в процессе накопления усталостных повреждений на высоких и низких частотах вынуждает проводить исследования по выявлению природы этих отличий [2].

В данной работе приведены некоторые результаты по исследованию модельного материала меди М1 и алюминиевого сплава Д16 в условиях знакопеременного циклического изгиба при нормальных и повышенных температурах.

Нагружение образцов производилось с помощью специально разработанных магнотриксционных (резонансная частота $f=2.8, 8.8, \text{ и } 18.0$ кГц) стендов. Испытательные стенды работали в автоколебательном режиме с автоматическим поддержанием амплитуды колебаний образцов, которые представляли собой балочки прямоугольного сечения (1.8×6 мм), вырезанные вдоль направления проката, подвергнутые шлифовке, электрополировке и вакуумному отжигу. Нагрев образцов в электропечи сопротивления производился с выдержкой образца при заданной температуре (макс. откл. $\pm 2^\circ\text{K}$) до нагружения в течение часа. Для построения кривых усталости испытания продолжались до появления в образце усталостной трещины заданного размера, что фиксировалось по падению резонансной частоты установки. Кинетику протекания процесса усталостного повреждения отслеживали с помощью микротвердости, как наиболее удобной для применения в экспериментальной практике и чувствительной к факторам нагружения характеристики

Статистическая обработка результатов усталостных испытаний, осуществленная на основании гипотезы нормального закона распределения, позволила установить, что нагрев практически не влияет на характеристики рассеяния усталостной долговечности исследованных материалов, лишь несколько увеличивая вероятность разрушения образцов с ростом температуры. Увеличение температуры практически не сказывается на форме усталостных кривых исследованных материалов, но приводит к монотонному снижению усталостной долговечности для всех баз испытаний (медь М1 - рис. 1, $f=8.8$ кГц). Можно отметить интенсивное снижение долговечности с ростом числа циклов нагружения. Повышение температуры испытаний более ощутимо влияет на протекание

процесса усталостного повреждения по сравнению с числом циклов, значительно интенсифицируя падение циклической прочности материала (сплав Д16 - рис. 2, $f=8.8$ кГц).

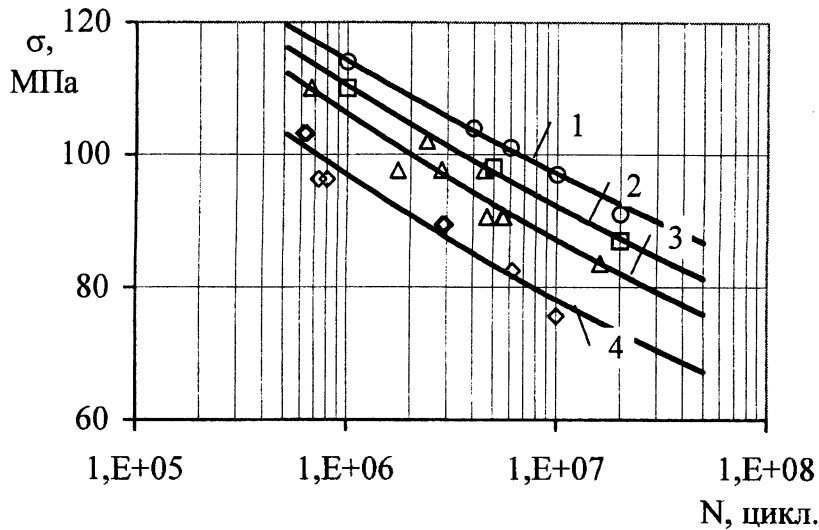


Рис. 1. Кривые усталости меди М1 для частоты $f=8.8$ кГц:

1 – 293°K; 2 – 428°K; 3 – 543°K; 4 – 613°K; 5 – 673°K.

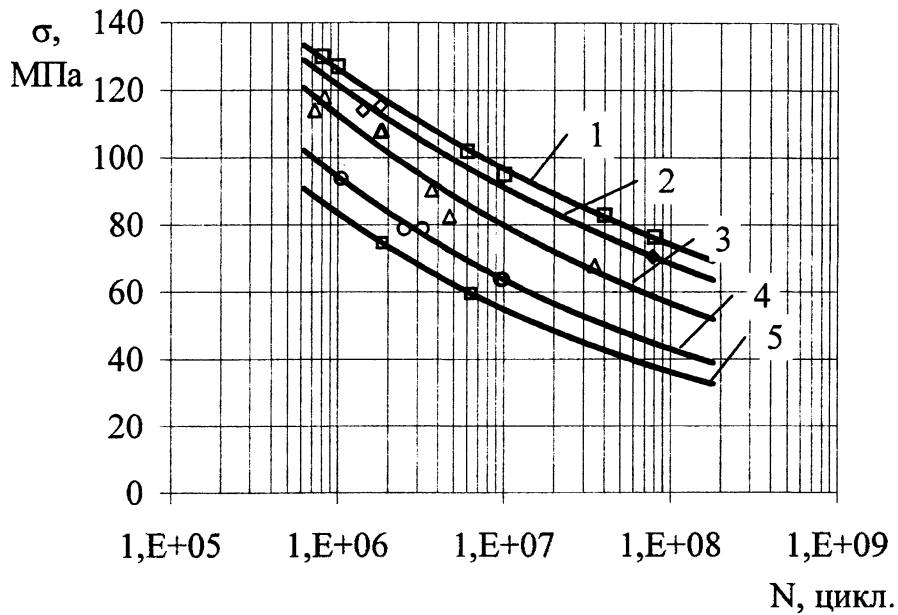


Рис. 2. Кривые усталости сплава Д16 для частоты $f=8.8$ кГц:

1 – 293°K; 2 – 373°K; 3 – 423°K; 4 – 473°K.

Анализ поведения ограниченных пределов выносливости показывает монотонное их падение в исследованном диапазоне температур с ростом последней (рис. 3, 4), что явным образом указывает на то, что сопротивление усталости данных материалов в основном определяется числом циклов нагружения без сколько-нибудь значимого влияния термически активируемых процессов, определяющих циклическую долговечность.

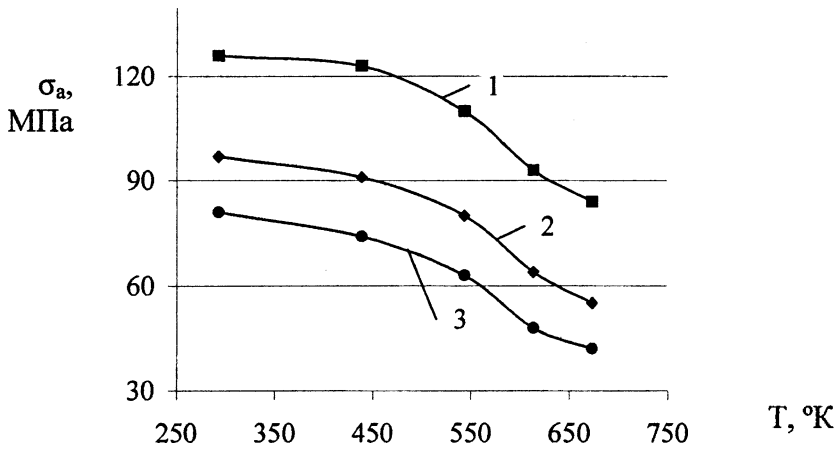


Рис. 3. Влияние температуры на ограниченные пределы выносливости меди М1 для частоты $f=8.8$ кГц:

1 – 10^6 цикл., 2 – 10^7 цикл., 3 – $5 \cdot 10^7$ цикл.

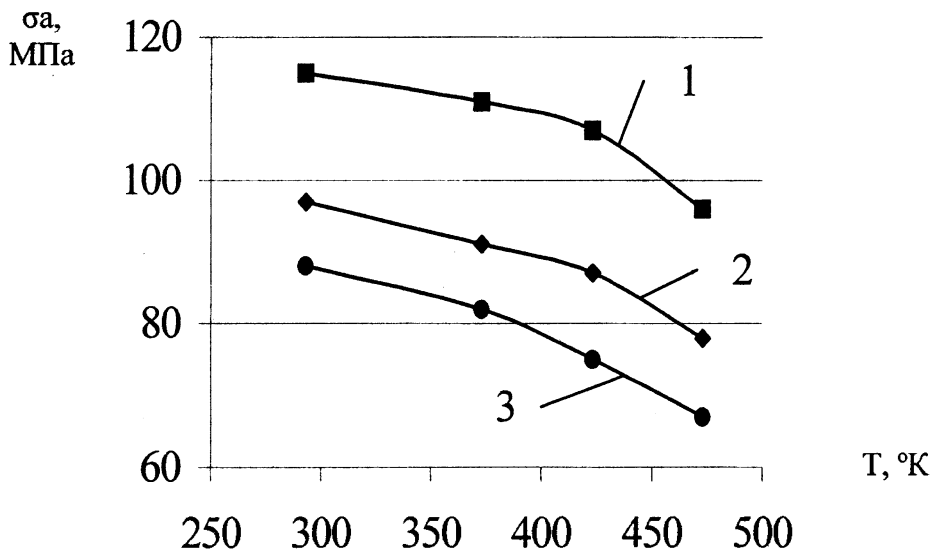


Рис. 4. Влияние температуры на ограниченные пределы выносливости сплава Д16 для частоты $f=8.8$ кГц:

1 – 10^6 цикл., 2 – 10^7 цикл., 3 – $5 \cdot 10^7$ цикл.

Таким образом, на примере зависимости многоциклового высокочастотной усталости модельного материала (меди М1) и промышленного сплава Д16 показана возможность исследования сопротивления усталости с использованием высокочастотного нагружения в различных условиях с целью разработки эффективных технологий повышения эксплуатационных свойств конструкционных материалов.

Литература. 1. Усталостные испытания на высоких частотах нагружения / Под ред. В.А. Кузьменко. – Киев : Наук. думка, 1979. 336 с. 2. Dovgyallo I., Tsaruck F., Dolbin N., Dovgyallo A. Estimation of influence of frequency of flexural vibrations of structural sensitive characteristics of 20X13 steel // The 4 Th. International Symposium on Creep and Coupled Processes. – Bialostok. 1992.- P. 57-63.

К ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ВЛИЯНИЯ ЧАСТОТЫ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ МАТЕРИАЛОВ

*Белорусский государственный технологический университет
Минск, Беларусь*

Повышение надежности работы деталей машин, эксплуатирующихся в условиях сложного напряженного состояния, требует проведения большого количества усталостных испытаний. Использование колебаний высокой частоты обеспечивает за короткий промежуток времени наработку значительного числа циклов нагружения.

Однако в связи с отличием характеристик циклической прочности, получаемых при низких и высоких частотах нагружения для обоснования методики ускоренных усталостных испытаний необходимо определить корреляционные зависимости между схемой, параметрами колебаний и структурно-чувствительными свойствами конструкционных материалов. Для этого проведен теоретический анализ частотной зависимости эволюции дислокационной структуры на первом этапе развития процесса усталостной повреждаемости. Поскольку на развитие деформации наряду с движением дислокаций существенное влияние оказывает также их размножение и поведение в больших ансамблях, использована модель Келера [1].

Модель Келлера, применяемая для описания закона движения закрепленного дислокационного сегмента, описывает инерционность и вязкость среды, а также самодействие дислокационного сегмента в рамках однодислокационного приближения.

$$A \frac{d^2 \xi}{dt^2} + B \frac{d\xi}{dt} - C \frac{d^2 \xi}{dt^2} = b \sigma_0 \sin ft$$

где $A = \frac{\rho b^2}{\pi}$ - приведенная масса на единицу длины дислокационного сегмента;

b - вектор Бюргера;

f - частота;

t - время;

ρ - плотность материала;

B - коэффициент демпфирования, обусловленный случайностью распределения точечных дефектов в кристалле;

C - эффективное натяжение выгнутой дислокации.

$$C = \frac{2Gb^2}{\pi(1-\nu)}$$

где ν - коэффициент Пуассона;

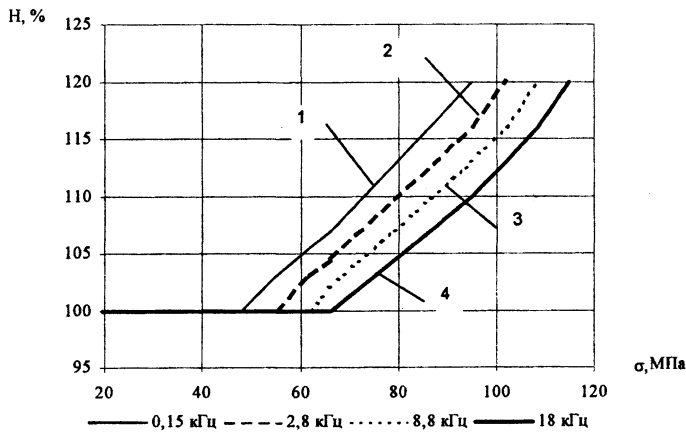
$b \sigma_0 \sin ft$ - внешняя возбуждающая сила.

Уравнение, моделирующее данные процессы учитывает плотность материала, коэффициент вязкого трения, коэффициент Пуассона, частоту и амплитуду знакопеременного нагружения. Решение данного уравнения позволило определить критическую величину знакопеременного напряжения, при которой источник Франка-Рида начинает генерацию дислокаций и тем самым происходит развитие процесса усталостного разрушения материала. При малых частотах нагружения воздействие подвижных дислокаций заключается в том, что они уменьшают скорость распространения волн на величину

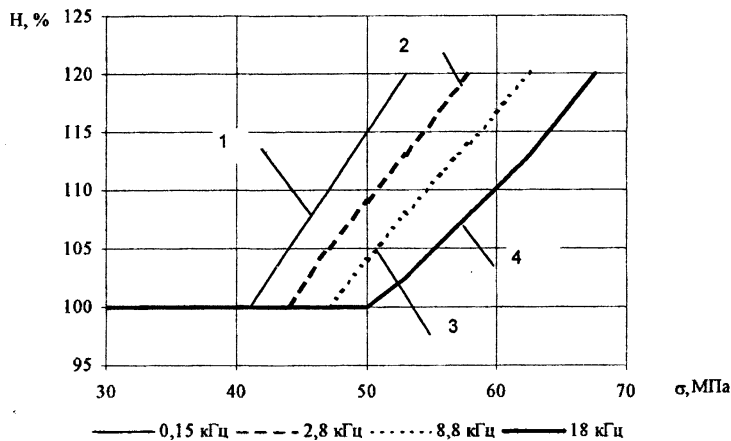
ну, пропорциональную их вкладу в пластическую деформацию. С увеличением частоты возникают дополнительные факторы уменьшения упругих модулей среды, что коррелирует с положением о том, что поглощение упругой энергии в области малых частот невелико, поскольку не проявляются динамические характеристики движущихся дислокаций.

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования позволили установить, что критические напряжения достаточно точно соответствуют напряжениям, ниже которых не отмечается необратимых изменений структурно-чувствительных свойств материалов при неограниченно больших базах испытаний. Данные напряжения названы нами пороговыми напряжениями. Их экспериментальное определение осуществлялось во всем исследуемом диапазоне частот колебаний (0,1 кГц - 20 кГц), Пороговые напряжения определялись методами микротвердости, рентгеноструктурного и микроструктурного анализов, электросопротивления при достижении уровня циклических напряжений, ниже которых изменения параметров физико-механических свойств не регистрировались приборами. С превышением уровня пороговых напряжений, существенно зависящих от исследуемого материала и его прочностных свойств и началом упрочнения отмечался резкий рост вышеуказанных характеристик (рис. 1).

В связи с тем, что кривые пороговых напряжений и пределов выносливости материалов располагаются в исследованном диапазоне частот (100 Гц-20 кГц) практически эквидистантно, появляется возможность физически обоснованного прогнозирования низкочастотных характеристик циклической прочности по результатам высокочастотных испытаний.



а)



б)

Рис. 1. Пороговые напряжения стали 40X (а) и стали 10 (б) определенные на различных частотах испытаний.

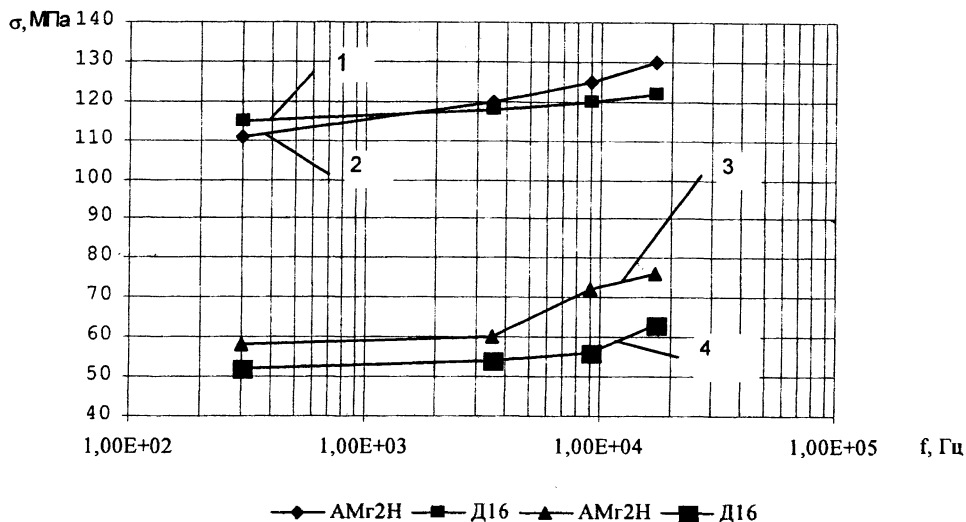


Рис. 2. Влияние частоты нагружения на изменение пределов выносливости (1, 2) и пороговых напряжений (3, 4).

Литература. 1. Dovgyallo I., Belsky S., Sobol V. The theoretical and experimental researches of physical natures of influence of frequency of mechanical vibrations on fatigue on characteristics of metals and alloys// The 5Th. International Symposium on Creep and Coupled Processes. Bialostok, 1995. – P.44-48.

УДК 621.185.532

А.И.Сурус, С.Е.Бельский, А.Ф.Дулевич

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ КАРБОНИТРАЦИИ НА КИНЕТИКУ ИЗНОСА УПРОЧНЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

*Белорусский государственный технологический университет
Минск, Беларусь*

Эксплуатация сопрягаемых поверхностей ряда деталей машин и технологической оснастки сопровождается значительным трением и изнашиванием их рабочих поверхностей, что приводит к необходимости частой замены. Наиболее простым и дешевым способом повышения ресурса таких деталей является их диффузионное упрочнение. Используемые для этого процессы насыщения должны иметь минимальную трудо- и энергоёмкость, стоимость и продолжительность. Целесообразно, чтобы процесс упрочнения был заключительным, поскольку финишная механическая обработка является весьма трудоёмкой и приводит в ряде случаев к ухудшению структуры и свойств тонкого поверхностного слоя, а следовательно к его ускоренному изнашиванию [1].

Процесс низкотемпературной карбонитрации в расплаве азотсодержащих солей удовлетворяет многим вышеприведенным требованиям. Разработанная нами схема процесса с использованием механических колебаний, вводимых в расплав обеспечивает существенное повышение толщины и твердости поверхностного слоя [2]. В связи с использованием данного процесса в качестве финишного, целью настоящей работы является исследование влияния параметров упрочнения на кинетику изнашивания обрабатываемых поверхностей.

Колебания частотой 3 и 18 кГц вводились в расплав азотсодержащих солей с помощью грибкового концентратора. Для оценки износостойкости разработана специальная экспериментальная установка, обеспечивающая при различных видах движения моделирование условий для развития механизмов износа, характерных для эксплуатации ряда деталей машин и технологической оснастки. Износ оценивался потерей массы Δm .

Для оценки эксплуатационной долговечности упрочненных слоев полученных на образцах из стали 40X, предварительно прошедшей улучшение по различным схемам, проведено исследование кинетики износа при пути трения между измерениями 5,0 км. Следует отметить, что кинетические кривые износа, приведенные на рисунке вполне отражают общепринятые представления и зависимости, характерные для эксплуатации многих деталей, работающих в условиях интенсивного истирания.

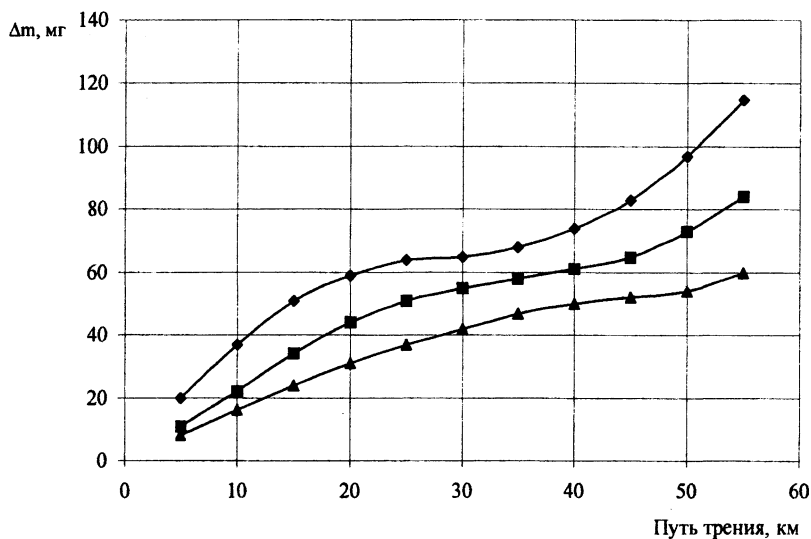


Рис. Потеря массы при износных испытаниях образцов из стали 40X: \blacklozenge - в обычных условиях, \blacksquare - с частотой 3 кГц, \blacktriangle - с частотой 18 кГц.

Для кривой 1, полученной при упрочнении без использования колебаний характерно наличие трех основных участков, соответствующих основным стадиям развития процесса изнашивания и разрушения поверхностного слоя образцов. На первом этапе (приблизительно до 20 км пробега) соответствующем периоду приработки наблюдается более интенсивное изнашивание поверхностного слоя с потерей массы превышающей 50% за весь период испытаний. Электронно-микроскопический анализ, выполненный на сканирующем микроскопе показал, что при этом происходит интенсивное смятие и сглаживание отдельных участков исходной поверхности. Выкрашивания фрагментов поверхностного слоя при этом не наблюдается.

На следующей стадии (от 20 до 45 км пробега) соответствующей установившемуся износу, потеря массы минимальна (Δm изменяется от 60 до 80 мг). На контактных поверхностях отмечается постепенное увеличение размеров поврежденных фрагментов с образованием достаточно больших участков слияния материала и выкрашивания карбонитридного слоя. На заключительном участке процесс разрушения ускоряется; преобладает микротрещинообразование и выкрашивание как следствие развития усталостных процессов.

Испытания образцов обработанных при тех же температурно-временных условиях, но с использованием энергии колебаний показали существенное увеличение износостойкости поверхностного слоя. Характер кривых износа сохраняется, однако период приработки значительно сокращается; потеря массы на пути трения до 20 км в 1,5 и 2,0 раза ниже при использовании частот колебаний 3,0 и 18,0 кГц. Такая существен-

ная разница в износостойкости поверхности на этом этапе связана с тем, что при частоте 18 кГц более активно протекают процессы в расплаве, что ускоряет формирование карбонитридного слоя играющего решающую роль в процессе приработки. Более длинным является участок установившегося износа особенно при использовании колебаний частотой 18 кГц.

Формоизменение исходной поверхности проходит медленнее, что связано в первую очередь с более толстым поверхностным карбонитридным слоем. При установившемся износе не отмечается выкрашивания участков контактного слоя. Результаты электронно-микроскопического анализа показали, что процесс изнашивания в приближенных к эксплуатационным условиям протекает преимущественно вследствие окислительно-абразивного истирания материала. Это один из наименее интенсивных механизмов износного разрушения. Равномернее протекает износ и на заключительной стадии испытаний, что свидетельствует о возможности более стабильной работы упрочненных деталей на протяжении продолжительного срока службы при устранении опасности неожиданного выхода их из строя при длительной эксплуатации. Результаты испытаний показывают, что использование при упрочнении частоты 18 кГц дает лучшие результаты по сравнению с частотой 3 кГц. Дополнительным резервом повышения износостойкости в случае использования колебаний является увеличение времени обработки до 3-4 часов.

Литература. 1. Бельский С.Е., Тофпенец Р.Л Структурные факторы эксплуатационной стойкости режущего инструмента. Мн, Наука и техника, 1984, 127 с.
2. Довгялло И.Г., Сурус А.И., Бельский С.Е. Влияние механических колебаний при низкотемпературном азотировании на характеристики упрочненного слоя. Труды БГТУ, выпуск VII, Мн., 1999. С.153-158.

УДК 539.3

Орлов С. А.

ЦИКЛИЧЕСКОЕ ДЕФОРМИРОВАНИЕ УПРУГОПЛАСТИЧЕСКИХ ТЕЛ ПРИ НЕЙТРОННОМ ОБЛУЧЕНИИ

*Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь*

1. Повторное знакопеременное нагружение. Рассмотрим твердое тело, не имеющее начальных напряжений и деформаций. Пусть в момент времени $t_0 = 0$ на тело начинают действовать объемные F'_i и, на части внешней границы S_σ , поверхностные силы R'_i . Эти силы и граничное перемещение u'_{0i} на части границы S_u вызывают в теле напряжения σ'_{ij} , деформации ϵ'_{ij} и перемещения u'_i . Одновременно на тело начинает воздействовать нейтронный поток $I = \varphi t$. Предполагается, что под действием этих сил и граничных перемещений в теле появляются области пластических деформаций.

Предел пластичности σ_s под воздействие нейтронного облучения увеличивается и вполне удовлетворительно описывается формулой радиационного упрочнения [1]:

$$\sigma_s = \sigma_{s0} \left[1 + A(1 - \exp(-\xi I))^{1/2} \right],$$

где $\sigma_{s,0}$ – предел пластичности необлученного материала; A, ξ – константы материала, получаемые из эксперимента. Например, для алюминиевого сплава 356 $A = 1,09$; $\xi = 9,73 \cdot 10^{-26} \text{ м}^2$.

В упругих областях твердого тела справедлив закон Гука:

$$s'_{ij} = 2G\varepsilon'_{ij}, \quad \sigma' = 3K\varepsilon', \quad (1)$$

где $s'_{ij} = \sigma'_{ij} - \delta_{ij}\sigma'$, $\varepsilon'_{ij} = \varepsilon'_{ij} - \delta_{ij}\varepsilon'$, – компоненты девиаторов, а $\sigma' = (\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33})/3$, $\varepsilon' = (\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33})/3$ – шаровые составляющие тензоров напряжений и деформаций; G, K – модули сдвига и объемной деформации; δ_{ij} – дельта Кронекера.

Для тех областей твердого тела, где появились пластические деформации, в случае простых (по А. А. Ильюшину) нагружений связь девиаторов можно представить в виде

$$s'_{ij} = 2G\varepsilon'_{ij}f'(\varepsilon'_u, I, a'_k)$$

где $f'(\varepsilon'_u, I, a'_k)$ – универсальная, независящая от вида напряженного состояния функция пластичности, зависящая от интенсивности деформаций ε'_u , нейтронного потока I и аппроксимационных параметров a'_k . Для конкретных материалов функцию пластичности можно определить по соответствующим экспериментальным данным.

Таким образом, в деформируемом теле связь между напряжениями и деформациями представима в виде

$$s'_{ij} = 2G\varepsilon'_{ij}f'(\varepsilon'_u, I, a'_k), \quad \sigma' = 3K\varepsilon', \quad (2)$$

причем функцию пластичности следует положить $f'(\varepsilon'_u, I, a'_k) = 1$ в тех областях, где $\varepsilon'_u \leq \varepsilon'_s$, ε'_s – деформация, соответствующая пределу пластичности σ'_s при нагружении из естественного состояния.

К соотношениям (1), (2) добавим дифференциальные уравнения равновесия и граничные условия, а также соотношения Коши в предположении малости деформаций

$$\begin{aligned} \sigma'_{ij,j} + F'_i &= 0; \\ \sigma'_{ij}l_j &= R'_i \text{ на } S_\sigma, \quad u'_i = u'_{0i} \text{ на } S_u; \\ 2\varepsilon'_{ij} &= u'_{i,j} + u'_{j,i}. \end{aligned} \quad (3)$$

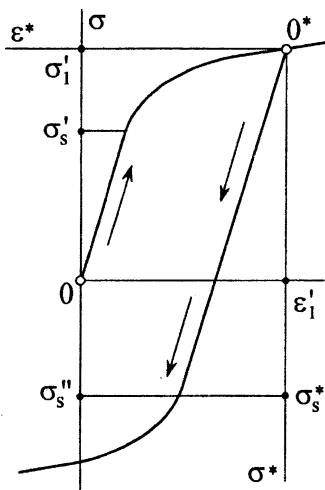
где l_j – направляющие косинусы нормали к части поверхности тела S_σ .

Пусть теперь, начиная с момента $t = t_1$, осуществляется мгновенная разгрузка и последующее нагружение усилиями F''_i, R''_i обратного знака с граничным перемещением u''_{0i} . При этом будем предполагать, что с этого момента времени воздействие нейтронного потока прекращается ($\varphi = 0$) и уровень облучения остается постоянным и равным его значению перед разгрузкой $I_1 = \varphi t_1$. Схематично этот процесс показан на рисунке.

Эти воздействия вызывают в теле напряжения σ''_{ij} , деформации ε''_{ij} и перемещения u''_i , для которых остаются справедливыми соотношения (3). Связь напряжений с деформациями для них запишем следующим образом

$$\begin{aligned} s''_{ij} &= 2G\varepsilon''_{ij}f''(\varepsilon'_u, \varepsilon''_u, I_1, a''_k) \\ \sigma'' &= 3K\varepsilon''. \end{aligned} \quad (4)$$

где ε_s'' , σ_s'' – деформация и напряжение предела пластичности при повторном нагружении.



Сложность краевой задачи для величин σ_{ij}'' , ε_{ij}'' заключается в зависимости искомого решения от точки разгрузки $(\varepsilon_1', \sigma_1')$, так как в каждой точке необходимо ставить свою краевую задачу и получать свое решение. Рассмотрим одну возможность избежать этих трудностей, основанную на распространении теории переменного нагружения В. В. Москвитина [2] на тела, подвергнутые облучению. Введем разности для момента времени $t > t_1$:

$$\sigma_{ij}^*(t) = \sigma_{ij}'(t_1 + t) - \sigma_{ij}''(t), \quad \varepsilon_{ij}^*(t) = \varepsilon_{ij}'(t_1 + t) - \varepsilon_{ij}''(t), \quad (5)$$

Аналогично для девиаторов и шаровых частей тензоров напряжений и деформаций.

Рисунок

В силу линейности введенных разностей, соотношения (3) выполняются и для величин со звездочками:

$$\begin{aligned} \sigma_{ij,j}^* + F_i^* &= 0, \quad F_i^* = F_i' - F_i''; \\ \sigma_{ij}^* l_j &= R_i^*, \quad R_i^* = R_i' - R_i'', \quad \text{на } S_\sigma; \\ u_i^* &= u_{0i}^* = u_{0i}' - u_{0i}'', \quad \text{на } S_u; \\ 2\varepsilon_{ij}^* &= u_{i,j}^* + u_{j,i}^*. \end{aligned} \quad (6)$$

Участок нелинейности на диаграмме описывается соотношением

$$s_{ij}^* = 2G\varepsilon_{ij}^* f^*(\varepsilon_u^*, \varepsilon_s', I_1), \quad (7)$$

где $f^*(\varepsilon_u^*, \varepsilon_s', I_1)$, вообще говоря, некоторая новая фиктивная функция нелинейности.

Соотношения (5) – (7) образуют новую краевую задачу для величин со звездочками. Предположим, что функцию f^* в любой точке кривой деформирования можно приблизить функцией f' , то есть описать таким же аналитическим выражением только с другими параметрами a_k^*

$$f^* = f'(\varepsilon_u^*, a_k^*, I_1).$$

В этом случае соотношения для напряжений со звездочками принимают вид

$$s_{ij}^* = 2G\varepsilon_{ij}^* f'(\varepsilon_u^*, a_k^*, I_1); \quad \sigma^* = 3K\varepsilon^*. \quad (8)$$

Сравнивая соотношения (1) – (3) для тела при нагружении из естественного состояния и соотношения для величин со звездочками (6) – (8), отмечаем, что они совпадают с точностью до обозначений. Поэтому решение задачи для величин со звездочками можно получить из известного решения задачи, соответствующей нагружению из естественного состояния, путем некоторых замен. Например, если известно перемещение $u_i' = u_i'(x, \varepsilon_u', \varepsilon_s', I, a_k')$, то соответствующее перемещение $u_i^* = u_i'(x, \varepsilon_u^*, \varepsilon_s', I, a_k^*)$, а искомое перемещение при повторном знакопеременном нагружении определяется из соотношения

$$u_i''(t) = u_i'(t_1 + t) - u_i^*(t). \quad (9)$$

Напряжения и деформации также вычисляются по формулам типа (9).

2. Циклическое нагружение. Полученный результат распространим на случай любого n -го циклического нагружения. Пусть при n -ом нагружении внешними силами F_i^n, R_i^n при граничных перемещениях u_{ij}^n возникают напряжения σ_{ij}^n , деформации ϵ_{ij}^n и перемещения u_i^n . При этом должны удовлетворяться уравнения равновесия, граничные условия и соотношения Коши (3). Введем следующие разности:

$$\begin{aligned}\sigma_{ij}^{*n} &= (-1)^n (\sigma_{ij}^{n-1} - \sigma_{ij}^n), & \epsilon_{ij}^{*n} &= (-1)^n (\epsilon_{ij}^{n-1} - \epsilon_{ij}^n), \\ u_i^{*n} &= (-1)^n (u_i^{n-1} - u_i^n).\end{aligned}\quad (10)$$

Примем, что при любом n -ом нагружении связь между шаровыми составляющими тензоров напряжений и деформаций остается упругой. Повторя предыдущее предположение о возможности описания кривых $s'_{ij} \sim \epsilon'_{ij}$ и $s_{ij}^{*n} \sim \epsilon_{ij}^{*n}$ функциями нелинейности одинакового аналитического вида f' :

$$s_{ij}^{*n} = 2G\epsilon_{ij}^{*n} f'(\epsilon_u^{*n}, I_1, a_k^{*n}), \quad (11)$$

закключаем, что решение задачи для величин со звездочками (10), (11) при любом n -ом нагружении можно получить из решения задачи, соответствующей нагружению из естественного состояния. Например, если известно перемещение $u_i' = u_i'(x, \epsilon_u', \epsilon_s', I, a_k')$, то соответствующая величина со звездочкой будет $u_i^{*n} = u_i'(x, \epsilon_u^{*n}, \epsilon_s^{*n}, I_1, a_k^{*n})$. Искомое перемещение u_i^n найдем, обобщая (9):

$$u_i^n = u_i' - \sum_{k=2}^n (-1)^k u_i^{*k}. \quad (12)$$

Напряжения и деформации вычисляются по формулам типа (12).

Таким образом, выводы известной теоремы В. В. Москвитина о переменных нагружениях упругопластических тела, распространена на случай комплексного радиационно-силового воздействия.

Литература 1. Старовойтов Э. И. Сопротивление материалов. Гомель, 1999.–220с. 2. Москвитин В. В. Циклические нагружения элементов конструкций. М.: Наука, 1981.–344с.

УДК 539.3

А. Н. Панов

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕСУРСА КОНСТРУКЦИИ НА ЭТАПЕ АНАЛИЗА ПРОЕКТНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

*Институт надежности машин НАН
Минск, Беларусь*

Величина назначенного ресурса автомобиля при первой категории условий эксплуатации (ГОСТ 21624) определяется техническими условиями (ТУ) изготовителя. Критерием достижения ресурса является предельное состояние рамы и кабины. Критерием предельного состояния рамы является разрушение ее несущих элементов. Понятие категории эксплуатации условно. Но это позволяет установить шкалу, по которой можно сравнивать ресурс автомобилей. На автополигоне НАМИ накоплен опыт форсированных испытаний с приведением пробега к условиям первой категории. Опыт испы-

таний и эксплуатации рам позволил получить изготовителям коэффициенты перехода от числа циклов при стендовом нагружении к ресурсу при первой категории эксплуатации. Распределение пробега при форсированных испытаниях (ФРИ) и коэффициент эквивалентности на автополигоне регламентируется [1,2].

В работе [3] реализован подход к прогнозированию ресурса на основе измерения нагруженности опытного образца. В настоящей работе ставится иная задача – прогнозирование до появления конструкции в металле. Для таких сложных конструкций с множеством зон повреждений и различными механизмами повреждений подход, представленный в работе [4] основанный на оценке динамической нагруженности и расчете методом конечных элементов (МКЭ), не достаточно точен, слабо реализуем на практике [1], к тому же для данного вида конструкций частотный диапазон на энергию повреждения влияет не существенно [4]. Анализ [3] позволяет сделать вывод о влиянии на нагруженность зон повреждений конкретного вида дорог (например, трек, профилированный булыжник и т.п.). Представим движение транспортного средства как последовательность единичных видов нагружений (например, вертикальная нагрузка, закручивание, параллелограммирование и т. п.), а затем, на основе принципа суперпозиций, осуществлять комбинации видов нагружения. Указанные данные позволяют формировать блоки нагружения для имитации ездового цикла на ЭВМ при расчете МКЭ.

Методика прогнозирования ресурса несущих элементов рамы при заданном блоке нагружения по критерию циклической долговечности основана на оценке характеристик сопротивления усталости (ХСУ) зон повреждений методом локального моделирования [4], анализе МКЭ напряженно-деформированного состояния (НДС) натурной конструкции и зоны повреждения [5], для которой и были определены ХСУ.

Применена следующая последовательность шагов:

а) формирование блока нагружения рамы имитирующего режим ФРИ полигона, либо стендового - имитирующего воздействие ездового цикла;

б) анализ НДС несущих элементов по итогам расчета МКЭ на воздействие ездового цикла; приведение процессов нагружения типичных зон повреждений с переменным коэффициентом асимметрии цикла нагружения к эквивалентному по повреждению симметричному; составление блока нагружения для каждой зоны повреждения;

в) анализ НДС зон повреждения по итогам расчета МКЭ локальных моделей на вид воздействия приводящего к повреждению; оценка чувствительности КЭ-модели [5];

г) анализ НДС зон повреждений несущего элемента по итогам расчета МКЭ остаточных напряжений от сборки (ОНС) (если имеется необходимость учесть влияние существующего процесса сборки, создать благоприятное воздействие от сборки); моделирование действия ОНС на зону повреждения (суммирование со статической нагрузкой или изменением предела выносливости с использованием коэффициента чувствительности к асимметрии цикла);

д) расчет циклической долговечности по гипотезам суммирования усталостных повреждений (линейной, скорректированной и с учетом снижения предела выносливости) на базе ХСУ полученных локальным моделированием (КТФ реального производства), коэффициента чувствительности КЭ-модели.

Расчет ресурса проиллюстрирован при блоках №1, №2 соответственно моделирующие режим ФРИ и испытание на стенде. Результаты расчетов НДС МКЭ (рис.) скорректировались с помощью коэффициентов чувствительности конечно-элементной модели [4]. Прогноз (Табл.) сравнивался с имеющимися косвенными [5] экспериментальными данными. Таким образом, впервые предложена методика оценки (особенно в зонах нерегулярности) ресурса несущих элементов обладающая большей достоверностью. Это стало возможным за счет: учета чувствительности КЭ-модели; имеющейся

базы знаний ХСУ, полученных на моделях с учетом КТФ; формирования нормированных блоков на основании расчетных случаев режима ФРИ и стенда.

Для прогнозирования надежности крепежа (разрушение, ослабление заклепок, болтов и т.п.) разработана методика на основании оценки предельного состояния крепежа и широко используемого расчета МКЭ. При этом критерием является его циклическая долговечность. Предложенный критерий: учитывает воздействия всех внутренних силовых факторов (ВСФ), действующих на крепеж, поскольку в эксплуатации возможны различные виды разрушений, причем, описанных минимальным числом параметров; связан с (КТФ) реального производства; не зависит от конкретного узла; прост в использовании. Критерием прочности крепежа в соединении при расчете его нагруженности МКЭ предложена пирамида допускаемых значений ВСФ [4]. Методика апробирована при моделировании МКЭ рам автомобилей МАЗ 6422, МАЗ 5432, МАЗ 64221, МАЗ 54421, МАЗ 5516, узла лонжерон-поперечина при имитации нагрузочного цикла в стендовых условиях. Процедура оценки степени перегрузки соединений реализована в программе EZAKL. Степень перегрузки определяется по отношению к плоскости допускаемых значений ВСФ. Расположение заклепок и болтов (темные точки) в соединениях рамы и эпюры коэффициентов перегрузки заклепок, болтов представлены на рис. Необходимо отметить, что исследовались не только рабочие величины ВСФ, но и сборочные. Анализ результатов [5] свидетельствует о нижеследующем: прогноз циклической долговечности крепежа в соединении с приемлемой достоверностью совпадает с результатами имеющихся экспериментальных данных физического моделирования.

Таким образом, предложенная методика прогнозирования соединений позволяет давать достоверные прогнозы на стадии проектирования конструкции, на этапе анализа проектной документации.

Литература 1. Методика форсированных ресурсных испытаний автопоездов общетранспортного назначения. – Дмитров.: ЦНИАП НАМИ, 1981 – 17 с. 2. РД 37. 052. 032 – 82. Методика предварительных испытаний специализированных автотранспортных средств. – Дмитров.: ЦНИАП НАМИ, 1984 – 22 с. 3. Панов А.Н., Ракицкий А.А., Горбачевич М.И. и др. Прогнозирование ресурса несущих элементов рам автомобилей. Опер.-инф. материалы. – Мн.: ИНДМАШ АН БССР. 1991. 55 с. 4. Панов А. Н. Оценка характеристик сопротивления усталости и моделирование напряженно-деформированного состояния зон разрушений рамы с учетом различных механизмов повреждения. Нормирование оценок и моделей. / Ин-т надежности машин НАН Беларуси. – Мн., 2000. – 27 с. – Деп. в БелИСА 25.07.2000, № Д200052 // Реферативный сборник. – 2000. – № 18. – С. 102. 5. Панов А. Н. Прогнозирование ресурса сборной несущей конструкции до появления ее в металле при учете различных механизмов и множества зон повреждений / Ин-т надежности машин НАН Беларуси. – Мн., 2000. – 40 с. – Деп. в БелИСА 25.07.2000, № Д200054 // Реферативный сборник. – 2000. – № 18. – С. 103.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И РАСЧЕТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МНОГОВЕКТОРНОГО НАГРУЖЕНИЯ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ. НОРМИРОВАНИЕ

*Институт надежности машин НАН
Минск, Беларусь*

Для проведения анализа «входные-выходные» проектные данные, а также «проверка проекта» согласно процедур «управления проектированием» (ISO 9001, QS 9000, VDA 6.1) необходимы экономически целесообразные [1] и достоверные методы расчетных анализов и экспериментальной проверки конструкторских решений. Расчеты и испытания натуральных конструкций транспортных средств является дорогостоящим процессом и проводятся в ограниченно [2]. Существующее стендовое оборудование для испытаний несущих систем можно условно разделить на группы: с инерционным возбуждением (силы неуравновешенных масс); с кинематико-силовым нагружением (заданное перемещение точек) [3].

Первой задачей работы являлось уточнение критериев предельного состояния. Во-вторых, необходимо было определить цели оптимального проведения расчетов и испытаний для пятого уровня («конструкция в целом») иерархии [2] элементов сборной несущей конструкции. Определение адекватной схемы нагружения на стенде для модернизации действующего в испытательном подразделении являлось третьей задачей. При решении четвертой задачи уточнялись нагрузки, которые целесообразно учитывать для определения случаев и установления норм расчета конструкций.

Проведены расчетные МКЭ (12-ть случаев нагружения при балочной аппроксимации конструкции, 3 - оболочечной) и экспериментальные исследования, на основании анализа результатов которых можно отметить следующее:

а) Предложена структурная схема надежности несущей конструкции транспортного средства (рис.1). Исходя из представленного (рис.1) сочетание свойств – надежность сводится к долговечности. Это свойство можно распространить на пассивную безопасность, жесткость и прочность. Параметры безопасности далее опустим. Из-за нецелесообразно ремонта, необходимо говорить о «безотказности». Жесткость конструкции (в отличие от прочности) - интегральный параметр, сочетающий необходимое условие – обеспечение прочности и достаточное - ограничение по деформации. Таким образом, несущая конструкция должна иметь «долговечную» («безотказную») жесткость (рис.1). Причинами ее нарушения является: разрушение составной части, в том числе крепежа (жесткость равна нулю); трещины, приводящие к локальной потере жесткости; ослабление соединений (локальная и глобальная потеря жесткости); неблагоприятное суммирование не критических результатов действия вышеизложенных причин. Рассматриваются одновременно действующие процессы: усталость, фреттинг-усталость, ослабление соединений, разрушение крепежа и т.д.

б) Рассмотрена практика (на МАЗе) расчетов и испытаний (статический изгиб, кручение и продольная сила, «жесткое нагружение»). Сделан вывод о ее неадекватности (не учет повреждающих векторов сил, недостаточное измерение жесткости; оценка НДС несущих элементов по четвертой теории прочности, главным и осевым напряжениям в зоне концентрации напряжений; оценка НДС крепежа (заклепок, болтов) по растягивающим, сминающим и срезающим напряжениям [1]).

в) При расчетах и испытании натурной конструкции необходимо определять требуемую жесткость (локальную, глобальную); по критериям предельного состояния для установленных узлов и агрегатов.

г) Расчеты и испытания на циклическое воздействие необходимо осуществлять при «мягком», а не «жестком» нагружении, а при этом схема и количество циклов нагружения должны воспроизводить и быть эквивалентны режиму форсированных испытаний автополигона. Предложен эквивалент пробега (км) по дорогам первой категории эксплуатации соответствующий циклам ФРИ и стенда.

д) Предложена схема нагружения для модернизации стенда (на примере рамы седельного тягача) (рис. 2).

е) Предложены схемы расчетных случаев, величины нагрузок, заданы условия закрепления, нагружения конструкции. Конечно-элементные модели учитывают элементы подвески, седельно-сцепного устройства (расчеты выполнены совместно с МАЗ) (рис.2,3)[3]. Подтверждена адекватность[3]. Информация о перемещениях точек конструкции, внутренних силовых факторов возникающих в элементах (кронштейны подвески, сцепного устройства и т.д.) позволяет проводить их расчеты.

ж) Необходимо проводить расчеты и испытания на заданные виды нагрузок (норма видов нагрузок): статическая вертикальная нагрузка; кручение рамы относительно продольной оси; параллелограммирование рамы (несимметричное продольное нагружение); продольное нагружение рамы («упор в бордюр»); параллелограммирование и изгиб рамы в плоскости дороги (момент в плоскости дороги, например, при развороте трехосного автомобиля); продольное нагружение рамы при разгоне-торможении (на седельно-сцепное устройство, центр тяжести кузова и т.п.); боковая нагрузка на раму (на седельно-сцепное устройство, центр тяжести кузова и т.п.) при движении на повороте, уклоне; продольное нагружение рамы при буксировке (на переднюю или заднюю поперечины); технологическое нагружение рамы (подъем-опускание кузова самосвала, выдвижение лестницы, стрелы подъемного крана и т.п.); нагрузки, возникающие при транспортировке (например, воздушным транспортом).

з) Результаты расчетов рамы МКЭ необходимо формировать в блоки, сопоставить с расчетами МКЭ локальных моделей зон нерегулярности и проводить уточнения величин НДС с помощью коэффициента чувствительности КЭ-модели K_s , крепежа – с коэффициентом перегрузки n [2,4].

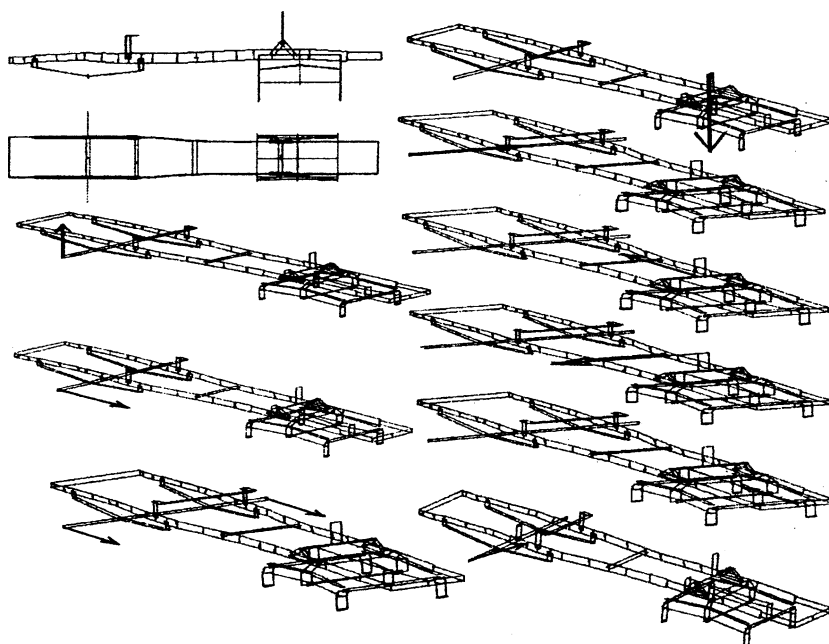


Рис. 3 Схемы нормируемых видов нагружения

Литература 1.Панов А. Н. Оптимизация затрат на качество // Техника. Экономика. Организация. – 2000. - №1-2. – С. 30-32. 2.Панов А.Н. Физическое и математическое моделирование повреждений несущих элементов машин// Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике. Мн.: УП «Технопринт»,2001.-2001 с.375-379. 3.Панов А. Н. Моделирование многокомпонентного стендового нагружения несущей конструкции транспортного средства. Нормирование моделирования / Ин-т надежности машин НАН Беларуси. – Мн., 2000. – 27 с. Деп. в БелИСА 25.07.2000, № Д200055 // Реферативный сборник. – 2000. – № 18. – С. 103. 4.Панов А.Н., Ракицкий А.А., Горбацевич М.И. и др. Прогнозирование ресурса несущих элементов рам автомобилей – Минск, 1991. – 55 с.– (Препринт / Акад. наук Беларуси. Ин-т надежности машин).

УДК 621.833 : 681.518.5

Я. О. Берестнев

ПРОГРАММНО- МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПОЛУЧЕНИЯ И АНАЛИЗА УТОЧНЕННЫХ СПЕКТРАЛЬНЫХ ОЦЕНОК ВИБРАЦИИ РОТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

*Институт надежности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Для эффективного диагностирования роторных механизмов, зубчатых передач важно получать точные оценки спектральных амплитуд вибраций на характерных частотах, прежде всего, оборотных, зубцовых и других кратных частоте вращения. Конечная длительность временного окна при обработке периодического сигнала методом быстрого дискретного преобразования Фурье приводит к тому, что результат получается не в виде идеальных спектральных линий, а каждая линия сопровождается боковыми выбросами. Недостатком общепринятого использования весовых корректирующих функций (окон) является существенное уширение спектральных линий.

Разработанная автором методика не требует подключения к диагностической системе специальных синхронизирующих таходатчиков и основана на точном нахождении характерной (зубцовой) частоты механизма. Для этого предложено использовать отношения модулей комплексных коэффициентов, найденных применением БПФ к выборке дискретных отсчетов сигнала виброколебаний и соответствующих частотам вблизи искомой. Указанные отношения количественно характеризуют размытость спектральной линии, возникающую из-за того, что длительность временного окна не составляет в точности целое число периодов гармоника сигнала. Далее рассчитывается длительность временного окна, в котором укладывается целое количество периодов оборотной частоты детали механизма. Это обеспечивает возможность получить повторным применением БПФ уточненные оценки амплитуд виброколебаний на оборотных, характерных и модуляционных частотах, четкие, неразмытые линии на спектрограммах [2].

Методический подход реализован автором в программном обеспечении для автоматического получения спектральных характеристик вибрации зубчатых передач с помощью микропроцессорного комплекса контроля и диагностики машин и механизмов, разработанного в ИНДМАШ НАНБ [1, 4]. Указанное программное обеспечение позволяет получать и сравнивать уточненные спектры, решать задачи восстановления,

выделения и уточнения отдельных составляющих вибросигнала, моделируемых из гармоник его амплитудного спектра.

При совместном анализе нескольких освобожденных от ложных боковых выбросов спектров, полученных при различных эксплуатационных режимах, упрощается решение задачи определения собственных частот диагностируемых систем [3, 4]. Новая программа для определения собственных частот может сопоставлять БПФ-спектры, имеющие неодинаковое разрешение по частоте.

Методика может применяться и при определении динамической составляющей нагрузки зубчатых передач на основе анализа в частотной и временной областях одновременно снятых сигналов с датчиков виброускорения и тензодатчиков [1, 3]. Программно-методическое обеспечение позволяет определить динамическую составляющую нагруженности как тензометрируемого, так и других зубьев трансмиссии.

Литература. 1. Создание микропроцессорного комплекса для диагностики технических систем. Часть I. Диагностический микропроцессорный комплекс и методическое обеспечение экспериментальных исследований вибраций и динамической нагруженности приводных механизмов на основе зубчатых передач: Оперативно-информ. материалы / Берестнев О.В., Ишин Н.Н., Басинюк В.Л., Берестнев Я.О. / Акад. наук Беларуси. Ин-т надежности машин. – Минск, 1996. – 57 с. 2. Берестнев Я. О. Методика получения уточненных спектральных характеристик вибрации для механизмов циклического действия // Весці Акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 1998. – № 2. – С. 31- 35. 3. Berestnev Ya. O., Ishin N. N. Instrumental identification of dynamic system parameters // 2nd International Conference on Computer Methods and Inverse Problems in Nondestructive Testing and Diagnostics. Proceedings. Minsk, 20-23 October 1998. / DGZfP. – Berlin, 1998. – P. 99-106. 4. Берестнев О.В., Берестнев Я.О., Ишин Н.Н. Новый метод аппаратно-программного определения собственных частот приводных механизмов // Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике: Сб. ст. – Мн.: УП "Технопринт", 2001. – С. 45-48.

УДК 621.833:621.785.532-192

И.И. Гришкевич, В.И. Моисеенко

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ АЗОТИРУЕМЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ИНДМАШ НАНБ

Минск, Беларусь

В современном машиностроении проблема создания высоконагруженных крупномодульных зубчатых колес и других крупных поверхностно упрочняемых деталей, отличающихся высокими характеристиками надежности, определяется, в основном, уровнями равнопрочности и точности элементов их рабочих поверхностей.

Рост грузоподъемности карьерных самосвалов привел к увеличению размеров и веса зубчатых колес с внутренним зацеплением. Диаметр колес вплотную приблизился к 1500 мм, а ширина зубчатого венца - к 250 мм. Коробление деталей и зубьев цементированных колес указанных размеров достигает 1,5 мм, что соизмеримо с глубиной цементации. Устранить последствия деформации указанной величины и получить пригодные к эксплуатации детали практически невозможно. Это обусловлено как дефици-

том оборудования для шлифования колес с внутренним зубом, так и неизбежным в этом случае подрезанием ножки зуба, приводящим к значительной концентрации напряжений и снижению несущей способности материала. Поэтому зубчатые колеса рассматриваемых типа и габаритов обычно изготавливают азотированными. Этот процесс практически исключает деформации при термоупрочнении. К недостаткам азотирования следует отнести низкую твердость сердцевины деталей, а также неоднородность свойств упрочненного поверхностного слоя, что приводит, в конечном счете, к снижению несущей способности упрочненной поверхности по сравнению с цементацией. Способы увеличения твердости металла сердцевины деталей при азотировании известны [1, 7]. Чаще всего это закалка после азотирования или использование специальных сталей – нитролоев – твердеющих при азотировании. Значительно менее изучены химическая, структурная и механическая неоднородность, формируемого при химико-термической обработке (ХТО) слоя. Это фундаментальные познания, без накопления и использования которых трудно создать процессы термообработки, альтернативные цементации, отличающиеся своей универсальностью и более низкой энергоемкостью и трудоемкостью. Задача обеспечения однородности при ХТО связана в первую очередь с закономерностями взаимодействия и диффузии элементов в зернограницных объемах зерен реальных конструкционных сталей.

Анализ двойных и многокомпонентных систем на основе меди свидетельствует, что и при азотировании могут проявляться эффекты зернограницной концентрации меди. Азот не растворяется в меди. Это не может не сказаться на процессах его диффузии при азотировании. Поскольку азотирование происходит при существенно более низких температурах, чем цементация, роль границ здесь может возрасти более существенно, чем при цементации.

Малая толщина азотированного слоя, высокая его твердость и наличие в азотированном слое хрупких фаз, в первую очередь ϵ -фазы, предъявляют особые требования к однородности упрочняемого слоя как в части обеспечения его поверхностной твердости, так и формирования эффективной глубины слоя с минимальными градиентами микротвердости.

Таким образом, при изготовлении азотированных колес важное значение приобретают факторы и технологические процессы, способствующие снижению и выравниванию концентрации меди на границах зерен, что до последнего времени не всегда учитывалось при производстве азотированных колес.

Наиболее благоприятное распределение меди на границах стали, упрочняемой за счет диффузии элементов нерастворимых в меди, достигается в материале, закристаллизовавшемся в виде мелко столбчатых кристаллов. Наилучшие результаты в части максимальных значений абсолютной и эффективной глубин слоя и его поверхностной равнопрочности достигаются на стали, полученной электрошлаковым литьем, обладающей мелкодисперсной структурой, сформированной преимущественно из дендритов I порядка с расстоянием между осями указанных дендритов не более 0,3–0,4 мм.

Предел выносливости при расчете на изгиб азотированных зубчатых колес рекомендуется определять по различным эмпирическим формулам в зависимости от твердости сердцевины детали:

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 12HRC^{\text{сердц.}} + 290; /9/ \quad (1)$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 21HRC^{\text{сердц.}} + 43; /6/ \quad (2)$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 190HRC^{\text{сердц.}} + 430; /10/ \quad (3)$$

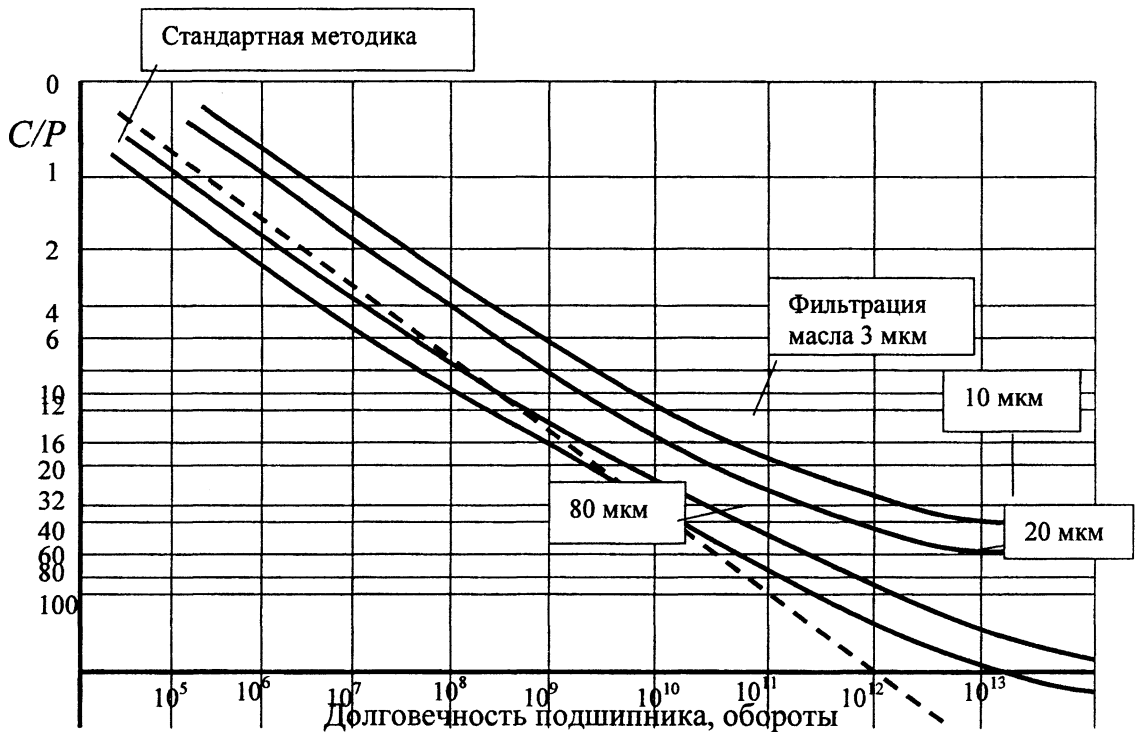
$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 12HRC^{\text{сердц.}} + 300; /3, 4/ \quad (4)$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 18HRC^{\text{сердц.}} + 50; /5/ \quad (5)$$

минимальный износ рабочих поверхностей. Кроме того, должна быть обеспечена высокая поверхностная твердость (65-67 HRC) и минимальная шероховатость поверхностей качения.

Существующие методы расчета долговечности базируются на том, что у подшипника отсутствует предел выносливости и при любой даже незначительной нагрузке накапливаются повреждения, приводящие к разрушению подшипника. Полученные различными исследователями результаты испытаний свидетельствуют о значительном влиянии на ресурс подшипников условий и режимов смазки. При этом долговечность может изменяться в 100 и более раз при постоянной нагрузке в зависимости от качества смазки контактирующих поверхностей. На рис.1 показан график изменения долговечности подшипников в зависимости от нагрузки и условий смазки, построенный по результатам экспериментальных исследований. Графики показывают, что при хорошей степени очистки масла и относительно небольшой нагрузке ($C/P > 20$) наблюдается практически неограниченный ресурс и кривая усталости становится горизонтальной. При больших нагрузках главным фактором повреждения является контактное выкрашивание, влияние износа относительно невелико, а отклонение кривых усталости с различными условиями смазки носит минимальный характер. С уменьшением нагрузок растет доля износа в факторе повреждения и увеличивается разброс кривых усталости. Для учета влияния смазки на долговечность в расчет вводится коэффициент смазки, зависящий от нагрузки и степени очистки масла

$$k_{см} = f(\eta, P),$$



$$\sigma_{F\text{limb}}^0 = 11HRC_{\text{сердц.}} + 270 ; /8/ \quad (6)$$

Примечание: в выражении 1.3 величины даны в кгс/мм² в остальных в МПа

С целью уточнения предела выносливости при изгибе для деталей с азотированной поверхностью были изготовлены образцы по ГОСТ 23026-78. Из данной партии 15 образцов с твердостью сердцевины 255HV₅ (26HRC), при этом твердость азотированной поверхности 603-613HV₅ (партия №1), другие 15 образцов были предварительно закалены до твердости сердцевины 321HV (33HRC) и твердостью азотированной поверхности 701-713HV₅ (партия №2).

При закалке образцов партии №2 проводилась защита поверхности от окисления, с помощью пасты не содержащей медь.

Образцы испытывались на стенде (рис. 1) с частотой $f=25$ Гц. Испытания образцов проводились с коэффициентом асимметрии цикла $R_\sigma=0$ с азотированным слоем, работающим на растяжение.

Схема установки для испытаний образцов на изгибную усталость

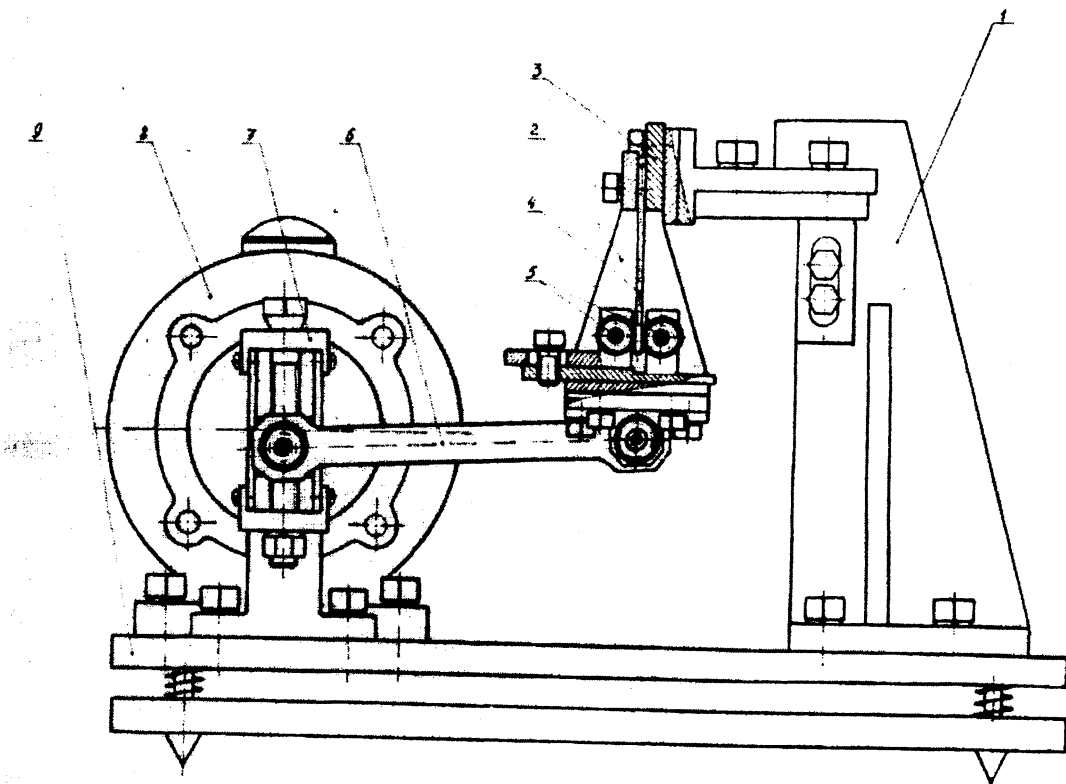


Рис. 1

Как показали испытания и статистическая обработка их результатов (рис. 2), полученные значения пределов выносливости данных образцов выше, чем рассчитанные по формулам (1-6) (табл. 1)

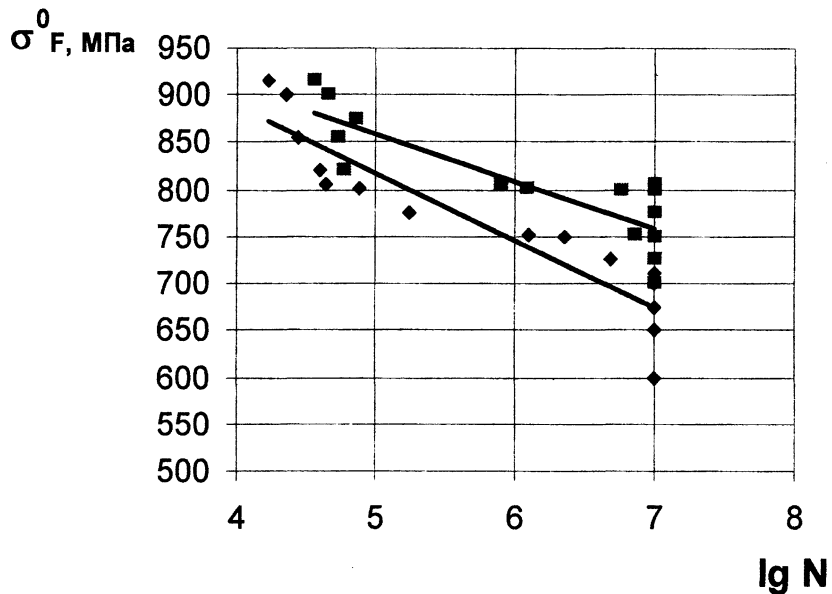
Таблица 1

Пределы выносливости в зависимости от твердости сердцевины

Твердость сердцевины, HRC	№ расчетной формулы					
	1	2	3	4	5	6
26	602	589	537	612	518	556
33	686	736	670	696	644	633

Кривые усталости азотированных образцов с твердостью сердцевины 26HRC и 33HRC

■ - кривая усталости образцов с твердостью сердцевины 33 HRC



◆ - кривая усталости образцов с твердостью сердцевины 26 HRC

Рис. 2

По результатам испытаний, для уточнения предела выносливости азотированных образцов из стали типа 30XHM, можно получить эмпирический коэффициент расчета предела прочности при изгибе. Для этого представим зависимость предела выносливости в виде:

$$\sigma_{F \lim b}^0 = x HRC^{сердц.} + y \quad (7)$$

Теперь подставим в зависимость 7 полученные значения пределов выносливости и твердости сердцевины и получим систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} 670 &= x26 + y \\ 760 &= x33 + y \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

В результате решения данной системы был получен эмпирический коэффициент расчета предела прочности при изгибе, уточненный для стали типа 30XHM:

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 15 HRC^{сердц.} + 270 \quad (9)$$

Результат исследований показал, что предел выносливости стали с более однородной структурой и повышенной твердостью сердцевины больше, что и предопределило применение данной азотированной стали, как альтернативу замене цементированной стали при производстве зубчатых колес, а в особенности при производстве крупногабаритных зубчатых колес с внутренним зубом. В наше время это особенно актуально с появлением ионного азотирования, которое дешевле процесса цементации.

Для проверки данного предложения в эксплуатации, была создана азотированная коронная шестерня 7540-2405050 с предварительной закалкой в штампе, как альтернатива замены серийно выпускаемых цементированных шестерен. Азотированная коронная шестерня 7540-2405050 проходит сравнительные эксплуатационные испытания с цементированной шестерней установленных на одну ось самосвала «БелАЗ-7540» в

ОАО «Доломит» (г.п. Руба, Витебская обл.). Эксплуатационные испытания показали положительные результаты и за два года эксплуатации пройдено более 60 тыс.км.

Литература. 1.Гудремон Э. Специальные стали. В 2 т. М.: Металлургия, 1966. – 736 с. 2.Дриц М.Е., Бочвар Н.Р., Грузей Л.С. и др. Двойные и многокомпанентные системы на основе меди: Справочник.- М.: Наука, 1979. – 248 с. 3.Иванов М.Н. Детали машин. М.: «Высшая школа», 1991. – 384 с. 4.Иосилевич Г.Б. Детали машин. М.: «Машиностроение», 1988. – 368 с. 5.Кудрявцев В.Н. Детали машин. Л.: «Машиностроение», 1980. – 464 с. 6.Кузьмин А.В. и др. Расчеты деталей машин: Справочное пособие. Мн.: «Высшая школа», 1986. – 400 с. 7.Лахтин Ю.М. Металловедение и термическая обработка металлов. Учебник для вузов. 3-е изд. - М.: Металлургия, 1986 - 360 с. 8.Машиноведение. Энциклопедия. Т.IV-1. Под ред. Фролова К.В. М.: «Машиностроение». 1995г. 9.Решетов Д.М. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989 – 496 с. 10.Справочник металлиста. В 5-ти т. Т.1 Изд. 3-е, перераб. Под ред. С.А.Чернавского и В.Ф.Рещикова. М.: Машиностроение, 1976. – 768 с.

УДК 681.326.34

Глазунова А.А., Басинюк В.Л., Калевич А.И.

СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИ НАГРУЖЕННЫХ ТРАНСПОРТНЫХ КОНТЕЙНЕРОВ С ПОВЫШЕННОЙ ВИБРОЗАЩИТОЙ

*ИДМАШ НАН Беларуси
г. Минск, Беларусь*

В настоящее время определение параметров надежности при действии ударных нагрузок решается несколькими путями, и основным из них являются стендовые испытания. Стендовые испытания позволяют решить ряд конструкторских и технологических задач и обладают достаточной информативностью, т.е. позволяют оценить влияние большого числа случайных факторов по сравнению с расчетными методами.

Целью настоящей работы является оценка эффективности и целесообразности принятой модели транспортного контейнера с повышенной виброзащитой при воздействии динамических нагрузок.

Основным требованием при организации испытаний является соответствие нагрузок, действующих при транспортировке на контейнер - характеру динамических нагрузок при испытаниях. Поэтому при проведении испытаний основным вопросом является выбор схемы нагружения и нагрузочных режимов. Исходным материалом для этого выбора, как правило, служит анализ характеристики микропрофиля дороги, динамических нагрузок, полученных в эксплуатационных условиях.

Разработана методика проведения испытаний. Испытания проводились на установке, содержащей стенд, стойку питания, пульт управления, соединенные соединительными кабелями. Установка обеспечивает ударно-вибрационное нагружение случайного характера, имитирующее транспортную тряску при перевозках на автомашине. Профиль дороги представляет собой входную функцию, программу, по которой осуществляется работа стенда. Программа записывается при дорожных испытаниях автомобилей по одному из параметров работы интересующего узла (например, ускорение, перемещение) на осциллографную бумагу или магнитную ленту и позволяют приблизить

условия испытаний к эксплуатационным, прикладывая нагрузку непосредственно к шинам.

Объект испытаний – контейнер виброзащищенный, содержит полки для размещения транспортируемых хрупких грузов; подвеску, которая включает в себя демпферы вязкого трения, демпферы сухого трения, параллелограммный механизм и для перемещения контейнер снабжен колесами.

Оценочными параметрами, которые фиксировались в процессе испытаний контейнеров являлась величина вертикальных ускорений в характерных точках подрессоренной массы.

Регистрация ускорений проводилась в трех направлениях датчиками, установленными: на рамах контейнера, на стенках контейнера, для сравнения заданных значений и регистрируемых был произведен замер ускорений на столе установки. Регистрация измеряемых величин производилась при различных режимах работы установки от 0,5 g до 4 g.

Для съема и обработки диагностической информации использовались датчики вибрации, микропроцессорное приборное обеспечение нового поколения, и персональный компьютер с соответствующим программным обеспечением.

Таблица 1.

№ п/п ре- жима ус- та-новки	Виброускорения на рабочем столе установки (дБ)					Виброускорения на 4 полке контейнера (отсчет снизу) (дБ)				
	в широком спектре частот	в полосе частот с октавными фильтрами				в широком спектре частот	в полосе частот с октавными фильтрами			
		8	16	31	63		8	16	31	63
1	90	70	70	80	80	60	55	66	65	65

В таблице 1 представлены результаты измерений на рабочем столе установки и на 4 полке снизу. Коэффициент зависимости виброизоляции от частоты рассчитывался по формуле $T(\omega) = (f_0/f_1)_{u_0=0} = (u_0/u)_{f_0=0}$.

На основании полученных данных можно сделать вывод о том, что выбранная конструкция контейнера виброзащищенного является эффективной и целесообразной.

УДК 681.326.34

О.М. Еловой, С.А. Тюрин

НЕКОТОРЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПОВРЕЖДЕНИЯ ПРИ КОНТАКТНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ

*Институт механик машин НАН Беларуси,
г. Минск, Беларусь*

Введена система характеристик контактно-механической усталости при прямом и обратном эффектах. Разработана методика определения этих характеристик.

Ключевые слова: контактно-механическая усталость, прямой эффект, обратный эффект.

1. ВВЕДЕНИЕ

При испытаниях на контактно-механическую усталость (КМУ) изучают два эффекта: прямой и обратный [1,2]. В первом случае строят график $N(\sigma_a, p_0 = const)$, характеризующий зависимость между амплитудой напряжений цикла σ_a и циклической долго-

вечностью N_{p_0} для одинаковых моделей силовой системы, построенный по параметру контактных напряжений при трении качения $p_0 = const$. Во втором случае строят график $N(p_0, \square_a = const)$, характеризующий зависимость между контактными напряжениями при трении качения p_0 и контактной долговечностью N_{p_0} для одинаковых моделей силовой системы, построенный по параметру амплитуды напряжений цикла $\square_a = const$.

2. СХЕМА ИСПЫТАНИЙ

В соответствии с этой концепцией были проведены испытания на КМУ. Схемы испытаний представлены на рисунке 1. Образец круглого сечения с диаметром рабочей части 10 мм закреплен в шпинделе испытательной машины и вращается с угловой скоростью \square_1 . К свободному концу образца прикладывается изгибающая нагрузка Q . В рабочей части образца (в зоне растянутых волокон) к нему прижимается ролик с силой F_N . Ролик свободно вращается в подшипнике качения с угловой скоростью \square_2 .

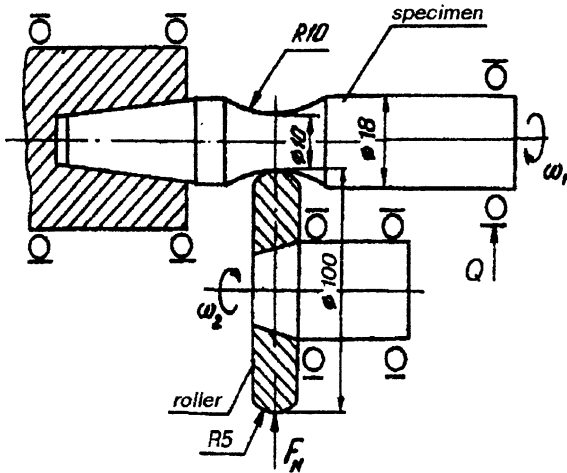


Рисунок 1. Схема испытаний

Была изготовлена серия гладких образцов из нормализованной стали 45, а ролики - из стали 25ХГТ. Рабочие поверхности образцов и роликов полировали. Испытания проводили на машине для износоусталостных испытаний при частоте 50 Гц в условиях нормальной температуры. При испытаниях в зону контакта капельным способом подавали смазочный материал (масло МГЕ-46) со скоростью 12-14 капель в минуту. Критерий предельного состояния при испытаниях на механическую усталость и при испытаниях на КМУ в случаях, когда преимущественный вклад в процесс повреждения вносят циклические (изгибные) напряжения \square_a - разделение образца на две части в результате развития поперечной магистральной трещины. Критерий предельного состояния при испытаниях на контактную усталость и при испытаниях на КМУ в случаях, когда преимущественно процесс повреждения определяется контактными сжимающими напряжениями p_0 - образование на дорожке катания образца ямок выкрашивания критического размера и (или) их критической концентрации, такой, что $S_{\square}/S_0 = 0,1$, где S_{\square} - средняя суммарная площадь ямок выкрашивания, S_0 - средняя площадь дорожки катания. Базу испытаний приняли равной 10^7 циклов по критерию механической усталости и $2 \cdot 10^7$ циклов по критерию контактной усталости.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Испытания на механическую усталость вели по стандартной методике, при этом контактная нагрузка $F_N=0$ (рисунок 1). Полученная кривая механической усталости представлена на рисунке 2,а в двойных логарифмических координатах. Там же указаны параметры кривой механической усталости: предел выносливости \square_{-1} , абсцисса точки ее перелома N_{\square} , показатель наклона m_{\square} , численные значения которых даны в таблице.

Испытания на контактную усталость вели по стандартной методике, при этом изгибающая нагрузка $Q = 0$ (рисунок 1). Накопление контактных повреждений контролировали визуально, с помощью микроскопа МБС-9 через каждые $1 \cdot 10^5$ циклов. Кривая контактной усталости образцов из стали 45, полученная в результате стандартных испытаний, представлена на рисунке 2,б в двойных логарифмических координатах. Зна-

чения параметров этой кривой: предел выносливости r_f , абсцисса точки перелома N_p , показатель наклона m_p даны в таблице.

Результаты испытаний стали 45 на КМУ для случая, когда предельное состояние силовой системы наступало по критерию механической усталости, представлены на рисунке 2,с. Здесь дана кривая усталости при $p_0 = 0,25r_f = 400$ МПа. Значения параметров этой кривой (предел выносливости σ_{-1p} , абсцисса точки ее перелома $N_{\sigma p}$, показатель наклона $m_{\sigma p}$) даны в таблице.

На рисунке 2,d представлены результаты испытаний стали 45 на КМУ для случая, когда предельное состояние наступало по критерию контактной усталости. Значения параметров этой кривой усталости при $\sigma_a = 0,7\sigma_{-1} = 110$ МПа (предел выносливости $r_{f\sigma}$, абсцисса точки ее перелома $N_{p\sigma}$, показатель наклона $m_{p\sigma}$) даны в таблице.

Таблица. Характеристики кривых усталости при различных условиях износоусталостных испытаний

Характеристики свойств	Кривая механической усталости		Кривая контактной усталости		Кривые контактно-механической усталости			
	$N(\sigma_a)$		$N(p_0)$		$N(\sigma_a, p_0 = \text{const})$		$N(p_0, \sigma_a = \text{const})$	
Предел выносливости, МПа	σ_{-1}	165	r_f	1760	σ_{-1p}	256	$r_{f\sigma}$	2200
Абсцисса точки перелома кривой усталости, цикл	$N_{\sigma G}$	$9 \cdot 10^6$	N_{pG}	$2,6 \cdot 10^7$	$N_{\sigma pG}$	$5 \cdot 10^6$	$N_{p\sigma G}$	$2 \cdot 10^7$
Показатель наклона кривой усталости, —	m_{σ}	7,5	m_p	14,5	$m_{\sigma p}$	11,6	$m_{p\sigma}$	24,4

Опытные данные (рисунок 2 и таблица) показывают, что наличие сжимающих контактных напряжений p_0 может существенно повысить сопротивление стали 45 механической усталости (прямой эффект). Так, при $p_0 = 400$ МПа предел выносливости образца σ_{-1} увеличился на 55 % по сравнению с испытаниями на механическую усталость (при $p_0 = 0$). Можно также утверждать, что воздействие циклических (изгибных) напряжений σ_a на образец из этой стали, работающий в условиях трения качения, замедляет процесс образования ямок выкрашивания (обратный эффект): увеличение предела выносливости r_f составило 25 % при $\sigma_a = 110$ МПа по сравнению с испытаниями на контактную усталость (при $\sigma_a = 0$). Следует заметить, что имеет место не только перемещение вверх горизонтальной ветви соответствующих кривых усталости в результате совместного действия изгибной Q и контактной F_N нагрузок, но и изменение наклона левых ветвей этих кривых, которые становятся более пологими. Так, значение показателя наклона кривой механической усталости m_{σ} (при $p_0 = 0$) выросло в 1,5 раза при наличии контактных напряжений $p_0 = 400$ МПа. А значение показателя наклона кривой контактной усталости m_p (при $\sigma_a = 0$) увеличилось в 1,7 раза при действии изгибных напряжений $\sigma_a = 110$ МПа.

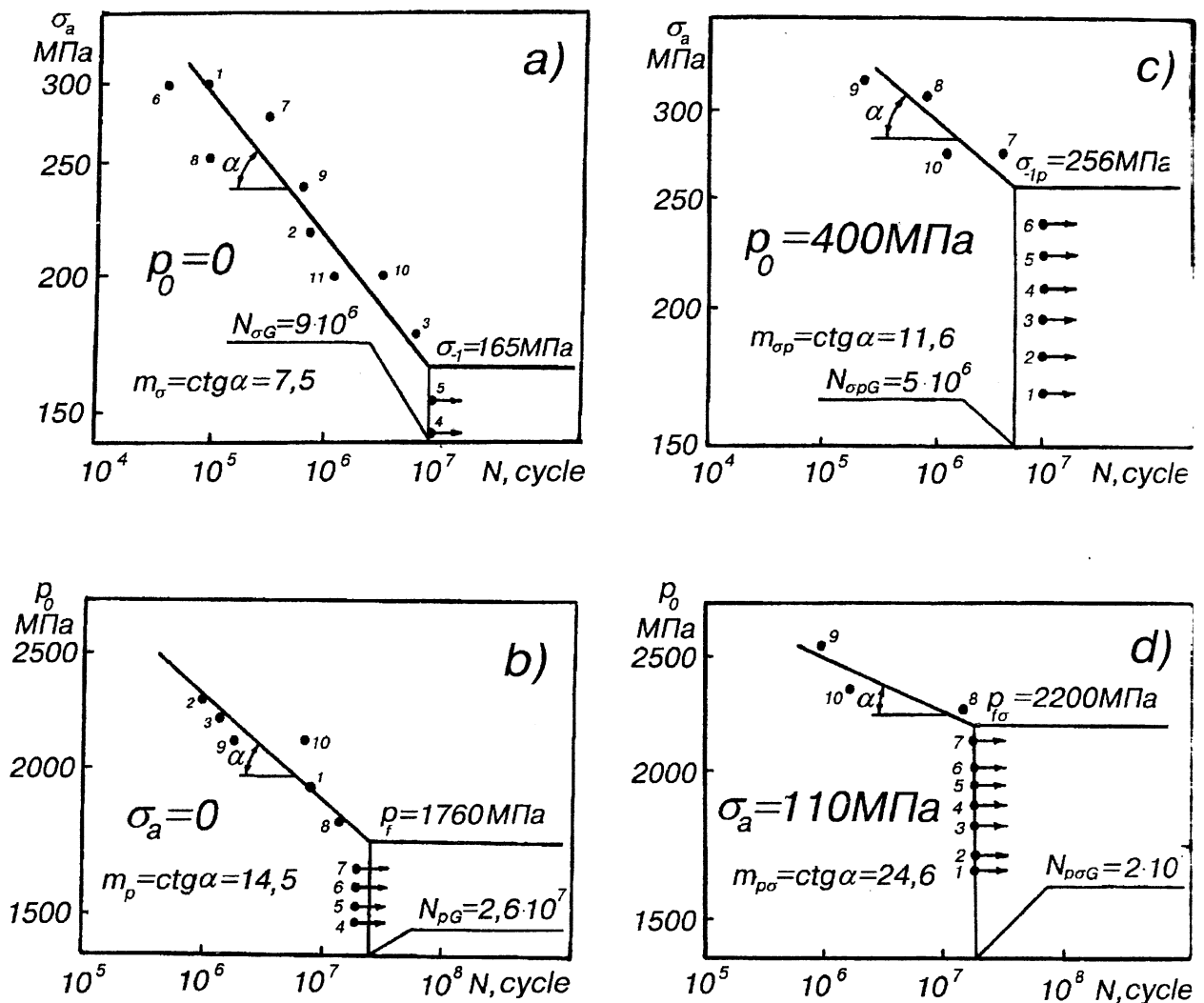


Рисунок 2. Четыре типа кривых предельных состояний: (а) - кривая механической усталости $N(\sigma_a)$; (б) - кривая контактной усталости $N(p_0)$; (с) - кривая контактно-механической усталости, построенная по параметру максимальных контактных напряжений $N(\sigma_a, p_0 = \text{const})$; (д) - кривая контактно-механической усталости, построенная по параметру амплитуды напряжений цикла $N(p_0, \sigma_a = \text{const})$

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведенные результаты экспериментов показывают, что при определенных условиях износоусталостных испытаний (механическая усталость + трение качения) можно повысить предел выносливости стали 45 на 25...60%, а ее долговечность на 1-2 порядка.

Литература. 1. Сосновский Л.А., Трощенко В.Т., Махутов Н.А., Гао Ванчжен, А.В. Богданович, С.С. Щербаков. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика) / Международная монография. - Гомель. Киев. Москва. Ухань: Международный координационный совет по трибофатике. - Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», 2001. - 170 с. 2. Еловой О.М. Экспериментальное исследование процессов повреждения при трении качения и контактно-механической усталости // Вестник Могилевского государственного технического университета, 2001, №1. - С. 59 - 66. 3. СТБ

1233-2000. Трибофатика. Методы износоусталостных испытаний. Ускоренные испытания на контактно-механическую усталость. Мн.: Госстандарт. 2000. 25 с.

УДК 62-587.5

Мардосевич Е.И.

СЛУЖЕБНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ С КОМПОЗИЦИОННЫМИ ПОКРЫТИЯМИ НА ОСНОВЕ ОКСИДОКЕРАМИКИ НА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЯХ ТРУЩИХСЯ СОПРЯЖЕНИЙ

ВВЕДЕНИЕ

Интенсивное развитие робототехнических, мехатронных и сервисных систем неразрывно связано с постоянно растущими требованиями к повышению их надежности при одновременном снижении генерируемых шумов и вибраций, веса и энергопотребления. К одному из перспективных путей комплексного решения этой задачи является создание зубчатых передач планетарного типа с малой разностью зубьев, сочетающих в себе небольшие габаритные размеры при значительном передаточном отношении. Изготовление основных деталей этих редукторов из алюминиевых сплавов, на рабочих поверхностях которых сформированы многослойные композиционные покрытия на основе металлокерамики, имеющей твердость 12 ± 22 ГПа при толщине $0,070\pm 0,3$ мм позволяет обеспечить пониженный вес и соответствующую повышенную удельную мощность передачи и увеличенный, по сравнению со стальными поверхностно упрочненными передачами, ресурс работоспособности [1-3]. Расширенные возможности использования при изготовлении деталей пластического деформирования, отсутствие высокотемпературной обработки и, связанных с ней, короблений обеспечивает повышенную технологичность и низкую себестоимость изготовления передачи. Вместе с тем повышенные хрупкость покрытия при интенсивном воздействии динамических нагрузок и фрикционные свойства оксидокерамики в ряде случаев ограничивают возможности ее использования, и в процессе проектирования приводов целесообразно комплексно решать проблемы обеспечения их повышенной надежности и коэффициентов полезного действия.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследований являлось оценка влияния трибологических свойств трущихся сопряжений планетарной зубчатой передачи на коэффициенты ее полезного действия и определение наиболее рациональных путей их повышения.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

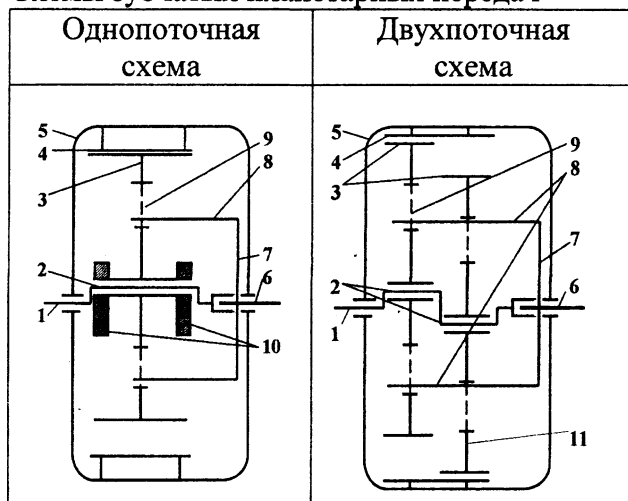
Кинематические схемы рассматриваемых планетарных зубчатых передач приведены в таблице 1.

Однопоточная передача состоит из входного вала 1, эксцентрика 2, сателлита 3, корончатого зубчатого колеса 4 с внутренними зубьями, связанного с корпусом 5, выходного вала 6 с фланцем 7, на котором установлены пальцы 8, входящие в пазы 9 сателлита 3. Ее конструкция относительно проста, но требует специальной балансировки противовесом 10.

В двухпоточной кинематической схеме параллельно основному сателлиту 3 установлен идентичный ему сателлит 11, взаимодействующий с корончатым колесом 4 на диаметрально противоположном участке его обода, что позволяет сбалансировать конструкцию в плоскости, перпендикулярной оси входного вала 1, и в определенной мере разгрузить его от радиальных нагрузок.

Табл.1

Схемы зубчатых планетарных передач



Коэффициент полезного действия передачи может быть представлен в виде:

$$\eta = \eta_{\text{Э}} \cdot \eta_{\text{З}} \cdot \eta_{\text{М}} \quad (1)$$

$\eta_{\text{Э}}$ - коэффициент полезного действия сопряжения «эксцентрик-сателлит»,

$\eta_{\text{З}}$ - коэффициент полезного действия зубчатой передачи «сателлит - корончатое колесо»,

$\eta_{\text{М}}$ - коэффициент полезного действия фрикционного сопряжения «сателлит – фланца выходного вала».

Величина $\eta_{\text{З}} \cdot \eta_{\text{М}}$ может быть принята равной $0,97 \div 0,99$ [4].

Рассмотрим потери, связанные с взаимодействием эксцентрика с сателлитом (рис.1).

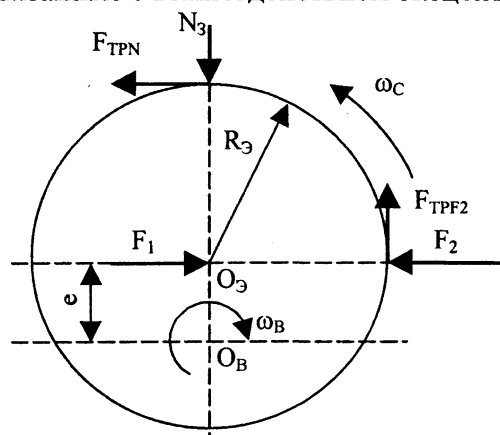


Рис.1

На рис.1 N_3 – радиальная сила, действующая со стороны зубчатого зацепления на сателлит, e – эксцентриситет, F_1 – сила, действующая со стороны входного вала на ось эксцентрика, F_2 – сила, действующая со стороны выходного вала на ось эксцентрика, определенная с учетом потерь в соединениях пальцев с сателлитом и зубчатом зацеплении, $F_{\text{ТРН}}$ – сила трения, возникающая при взаимодействии сателлита с эксцентриком при воздействии радиальной силы N_3 со стороны зубчатого зацепления, $F_{\text{ТРФ2}}$ – сила трения, возникающая при взаимодействии сателлита с эксцентриком при воздействии силы F_2 , $\omega_{\text{В}}$, $\omega_{\text{С}}$ – частоты вращения соответственно входного вала и сателлита (стрелками показаны направления вращения), $O_{\text{В}}$ – ось входного вала, $O_{\text{Э}}$ – ось эксцентрика, $R_{\text{Э}}$ – радиус эксцентрика.

Величины приведенных выше сил могут быть определены из следующих соотношений:

$$N_3 = 2 \cdot T_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_t / (m \cdot Z_O \cdot \eta_M \cdot \eta_3) \quad (2)$$

$$F_1 = T_1 / e \quad (3)$$

$$F_{\text{ТРN}} = k_{\text{ТР}} \cdot N_3 \quad (4)$$

$$F_2 = 2 \cdot T_2 / (m \cdot Z_O \cdot \eta_M \cdot \eta_3) \quad (5)$$

$$F_{\text{ТРF}_2} = k_{\text{ТР}} \cdot F_2 \quad (6)$$

где T_1, T_2 – моменты соответственно на входном валу и выходном валу передачи, α_t – угол зацепления, m – модуль передачи, Z_O – число зубьев корончатого зубчатого колеса, $k_{\text{ТР}}$ – коэффициент рения, действующий в сопряжении эксцентрика с сателлитом.

Исходя из условия равновесия системы сумма моментов относительно оси входного вала O_B передачи равна нулю, т.е.

$$\sum T_{O_B} = 0$$

$$T_1 - F_{\text{ТРN}} \cdot (e + R_3) - F_{\text{ТРF}_2} \cdot R_3 - F_2 \cdot e = 0 \quad (7)$$

или

$$T_1 - k_{\text{ТР}} \cdot N_3 \cdot (e + R_3) - k_{\text{ТР}} \cdot F_2 \cdot R_3 - F_2 \cdot e = 0 \quad (8)$$

С учетом (2-6) выражение (8) может быть приведено к виду:

$$T_1 - k_{\text{ТР}} \cdot T_2 \cdot (1 + R_3/e) \cdot \operatorname{tg} \alpha_t / [m \cdot Z_O \cdot \eta_M \cdot \eta_3 / (2 \cdot e)] - k_{\text{ТР}} \cdot T_2 \cdot (R_3/e) / [m \cdot Z_O \cdot \eta_M \cdot \eta_3 / (2 \cdot e)] - T_2 / [m \cdot Z_O \cdot \eta_M \cdot \eta_3 / (2 \cdot e)] = 0 \quad (9)$$

или

$$T_1 - T_2 \cdot \{ k_{\text{ТР}} \cdot \{ [(1 + R_3/e) \cdot \operatorname{tg} \alpha_t] + R_3/e \} + 1 \} / [(\eta_M \cdot \eta_3) \cdot (R_O/e)] = 0 \quad (10)$$

где R_O – радиус делительной окружности корончатого зубчатого колеса.

Отсюда

$$T_1 = T_2 \cdot \{ k_{\text{ТР}} \cdot [(1 + R_3/e) \cdot (1 + \operatorname{tg} \alpha_t) - 1] + 1 / (u \cdot \eta_M \cdot \eta_3) \} \quad (11)$$

где u – передаточное число зубчатой передачи.

Так как в соответствии с (1) коэффициент полезного действия η_3 равен:

$$\eta_3 = T_2 / (T_1 \cdot u \cdot \eta_M \cdot \eta_3) \quad (12)$$

то с учетом выражения (11)

$$\eta_3 = \{ [k_{\text{ТР}} \cdot [(1 + R_3/e) \cdot \operatorname{tg} \alpha_t + R_3/e] + 1] \}^{-1} \quad (13)$$

Анализ выражения (13) показывает, что коэффициент полезного действия планетарной зубчатой передачи рассматриваемого типа определяется коэффициентом трения, возникающим при взаимодействии эксцентрика и сателлита ($k_{\text{ТР}}$), углом зацепления α_t и соотношением геометрических параметров эксцентрика и сателлита R_3/e .

Исследования уровней влияния приведенных параметров на величину η проводились на ПЭВМ для коэффициентов трения, меняющихся в диапазоне $k_{\text{ТР}} = 0,001 \div 0,02$, передаточных отношений $u = 10 \div 50$, углов зацепления $\alpha_t = 15 \div 25^\circ$ и соотношений $(R_3/e) = 10 \div 25$. Результаты исследований приведены на рис. 2-3 и в табл. 1. Диапазоны изменений коэффициентов трения, передаточных отношений, углов зацепления и соотношений R_3/e выбраны исходя из реальных геометрических и трибологических характеристик композиционных покрытий на основе оксидокерамики, полученные в результате исследований ИНДМАШ НАН Беларуси и передаточных отношений разрабатываемых в нем планетарных передач с малой разностью зубьев для мотор-редукторов различного назначения.

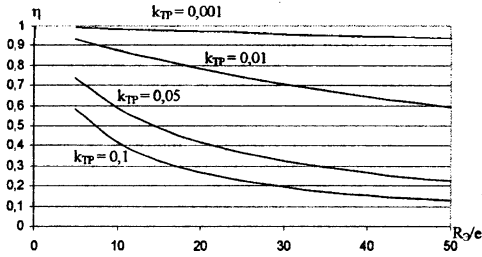


Рис.2

Зависимость коэффициентов полезного действия планетарной зубчатой передачи от отношения $R_э/e$ при различных коэффициентах трения в сопряжении эксцентрика и сателлита $k_{тр}$

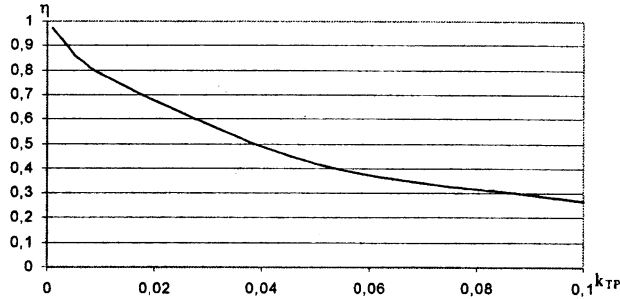


Рис.3 Зависимость коэффициента полезного действия планетарной зубчатой передачи от коэффициентах трения в сопряжении эксцентрика и сателлита $k_{тр}$ при $(R_э/e)=20$

Табл.1 К.п.д. планетарных зубчатых передач при различных углах зацепления α_t

$\frac{R_э}{e}$	$k_{тр}=0,1$		$k_{тр}=0,01$			$k_{тр}=0,001$			
	Угол зацепления $\alpha_t, ^\circ$								
	1 5	20	25	1 5	20	25	1 5	2 0	2 5
5	0,60	0,5 8	0,5 6	0,94	0,9 3	0,9 3	0,9 9	0,99	0,99
10	0,43	0,4 1	0,4 0	0,89	0,8 8	0,8 7	0,9 9	0,99	0,99
15	0,34	0,3 2	0,3 1	0,84	0,8 3	0,8 2	0,9 8	0,98	0,98
20	0,28	0,2 7	0,2 5	0,80	0,7 8	0,7 7	0,9 8	0,97	0,97
25	0,24	0,2 2	0,2 1	0,76	0,7 4	0,7 3	0,9 7	0,97	0,96
30	0,21	0,1 9	0,1 8	0,72	0,7 1	0,6 9	0,9 6	0,96	0,96
35	0,18	0,1 7	0,1 6	0,69	0,6 8	0,6 6	0,9 6	0,95	0,95
40	0,16	0,1 5	0,1 4	0,66	0,6 5	0,6 3	0,9 5	0,95	0,94
45	0,15	0,1 4	0,1 3	0,64	0,6 2	0,6 0	0,9 5	0,94	0,94
50	0,14	0,1 3	0,1 2	0,61	0,5 9	0,5 8	0,9 4	0,94	0,93

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Анализ результатов исследований влияния трибологических и конструктивных параметров на коэффициенты полезного действия планетарных зубчатых передач из алюминиевых сплавов с композитными покрытиями на основе оксидокерамики на рабочих поверхностях их трущихся сопряжений показал следующее.

Наибольшее влияние на коэффициент полезного действия планетарной зубчатой передачи оказывают соотношения между радиусом эксцентрика и эксцентриситетом и коэффициент трения в их соединении (рис.2,3). Увеличение отношения $R_э/e$ от 5 до 50 при $k_{ТР} = 0,01$ приводит к снижению $\eta_э$ с 0,94 до 0,6, причем с увеличением значения $k_{ТР}$ влияние отношения $R_э/e$ возрастает. Углы зацепления, обуславливающие величину радиальных усилий, возникающих в зубчатом зацеплении, оказывают менее существенное влияние на коэффициенты полезного действия передач рассматриваемого типа. (табл.1). Увеличение углов зацепления с 15° до 25° приводит к снижению η на 3 ÷ 4%.

Таким образом к наиболее рациональным подходам создания планетарных зубчатых передач с повышенными коэффициентами полезного действия можно отнести использование в них подшипников скольжения в соединении эксцентрика с сателлитом с рабочими поверхностями, выполненными с многослойным композиционным поверхностно модифицированным антифрикционными материалами покрытиями на основе оксидокерамики, сочетающими высокие прочностные и износостойкие свойства с пониженными до 0,001-0,005 коэффициентами трения. Это позволяет обеспечить отношения $R_э/e$, близкие к $15 \div 20$ и соответствующие им коэффициенты полезного действия.

Как показали исследования, проведенные в Институте надежности машин НАН Беларуси в качестве антифрикционных лакирующих оксидокерамику поверхностных слоев, обеспечивающих пониженные коэффициенты трения, могут быть использованы покрытия CrC [5], полученные на оксидокерамике методом пиролиза и модифицированные ультрадисперсными алмазоподобными материалами, а также введением в смазку специальных антифрикционных присадок на основе дисульфида молибдена. При этом, как правило, конструкционные и прочностные свойства эксцентрика позволяют обеспечить соотношение $R_э/e$ в диапазоне $10 \div 15$, что в сочетании с пониженными коэффициентами трения и передаточными отношениями $u = 40 \div 60$ достигнуть к.п.д. передачи на уровне $0,90 \div 0,92$ и более.

В конструкции могут быть использованы и подшипники качения со смазками, имеющими специальные антифрикционные присадки, обеспечивающие коэффициенты трения на уровне $k_{ТР} = 0,001 \div 0,003$.

Испытания планетарных зубчатых передач, созданных с использованием алюминиевых сплавов при изготовлении основных деталей с последующим формированием на их рабочих поверхностях композиционных многослойных покрытий на основе оксидокерамики, при рациональных подходах к конструированию, позволяет снизить уровни виброускорений 1,5 ÷ 4 раза, генерируемые шумы на 6 ÷ 12 дБ, значительно уменьшить вес и повысить ресурс работоспособности. Это, в сочетании с повышенными коэффициентами полезного действия, позволяет создать привода повышенной конкурентоспособности с улучшенными служебными характеристиками.

Литература. 1.Свидетельство на полезную модель № 22691 РФ кл.⁴ 7 F 16 Н 7/02, 37/02. Фрикционная передача/В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, М.А. Леванцевич//Бюл., 2002, № 11. 2.Свидетельство на полезную модель № 22811 РФ кл.⁴ 7 F 16 Н 7/02, 37/02. Передача с гибкой связью /В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, М.А. Леванцевич//Бюл., 2002, № 11. 3.Мардосевич. Е.И. Металлокерамические привода зацеплением//Сб.научн.тр. Вестник национального технического университета «Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники».

университета “ХПИ”. Тематический выпуск “Технологии в машиностроении”. Харьков, №13, 2001. 4. Mardosevich E.I., Basinyuk V.L. Metal-Ceramics Systems of Increased Reliability for Dynamically Loaded Drives of Robotics and Devices of Service Maintenance and Management/Nonlinear Dynamics, Chaos, Catastrophes and Control. International Students' Conference. May 24-25, 2001. Riga Technical University 5. Mardosevich E.I., Basinyuk V.L. Metal-Ceramics Friction Drives. //Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века// Сборник трудов МНТК в г. Севастополе 10-16 сентября 2001г. В 3-х томах. – Донецк: ДонГТУ, 2001. Т.3. – 276с.

УДК 621.833

Басинюк Я.В.

ВИБРОДИАГНОСТИКА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

ВВЕДЕНИЕ

Вибродиагностика относится к одному из наиболее удобных, относительно доступных и эффективных средств оценки и мониторинга технического состояния передач зацепления, рассматривающая трансмиссию как объект в целом [1] или отдельные зубчатые колеса и пары зубьев [2-4]. При этом анализируются изменения спектров или кепстров вибраций [1], связанные с возникновением дефектов на зубчатых колесах, собственных частот колебаний парциальных контуров, образованных находящимися в зацеплении зубьями [2,3] и амплитудных значений вибрационного сигнала [4].

При реализации приведенных выше способов вибродиагностики каждое зубчатое колесо или зубчатая пара контролируются отдельно. Обработка полученных результатов, как правило, осуществляется с использованием эталонных значений контролируемых параметров [1,4], которые существенно зависят от места расположения вибродатчиков и инерционно-жесткостных характеристик диагностируемой системы. Необходимы конкретные значения предварительно определенных собственных частот колебаний парциальных контуров [2,3], нелинейно связанных с жесткостными характеристиками привода. Требуются критерии идентификации изменений контролируемых параметров с обусловившими их разрушениями зубьев, которые не всегда могут быть сформированы на стадии создания нового изделия по техническим и экономическим причинам.

В целом, это сужает области применения приведенных выше способов вибродиагностики и не всегда позволяет эффективно использовать существующие подходы при оценочных и ресурсных испытаниях вновь создаваемых объектов, контроле качества их изготовления и сборки и выявлении локальных дефектов или разрушений на ранней стадии их возникновения в эксплуатации.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследований являлась разработка методики виброакустической диагностики зубчатых передач, основанной на расширенном использовании информационных технологий и позволяющей осуществить одновременный контроль всех шестерен кинематической цепи при стендовых испытаниях и в условиях эксплуатации, исключив из процесса диагностирования необходимость в эталонных значениях контролируемых параметров при одновременном повышении точности их оценки за счет снижения влияния на результаты диагностирования режимов функционирования и инерционно-жесткостных характеристик диагностируемых объектов, в целом обеспечив эффективный контроль качества их изготовления и сборки и выявлении локальных дефектов или разрушений на ранней стадии возникновения при испытаниях и в эксплуатации.

Технической базой разработки стали современные микропроцессорные и программные средства, интенсивное развитие которых в последние годы значительно расширило возможности скоростного съема, фиксации и автоматизированного анализа в реальном масштабе времени значительных по объемам массивов данных, формируемых при одновременном диагностировании каждой пары зубьев всех динамически нагруженных зубчатых передач контролируемого привода.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для решения поставленной задачи был использован комплексный подход, основанный на ранее проведенных теоретических и экспериментальных исследованиях [6] и ориентированный на расширенное использование информационных технологий, включающих реализацию на ПЭВМ в виде алгоритмов и программного обеспечения моделирование процессов передачи колебаний от зубчатого зацепления к корпусу или подшипниковой опоре диагностируемого объекта, методик диагностирования, обеспечивающих автоматизированный режим съема, накопления, обработки и анализа контролируемых параметров. Схема разработанного программного обеспечения показана на рис.1. В основу алгоритмов съема и обработки диагностических данных для его реализации положена методика диагностирования, включающая [7]:

- предварительное моделирование процессов передачи к подшипниковым опорам колебаний, генерируемых зубчатым зацеплением, анализ полученных результатов и на его основе определение наиболее информативных режимов функционирования диагностируемой передачи при съеме виброускорений с первичного преобразователя, установленного на корпусе передачи;

- расчет зубцовых и собственных частот колебаний, генерируемых каждой парой зубчатых колес на принятых режимах функционирования при их диагностировании, выбор наиболее рациональных ширин полос узкополосных электрических фильтров для предварительной обработки аналогового сигнала и их комплектование, сборка стендового комплекса и его измерительной части, принципиальная схема которых приведена на рис.2;

- проведение тестирования функциональных частей стендового комплекса и тарировка измерительных трактов;

активизация стендового комплекса, установка на нем принятых по результатам моделирования наиболее информативных режимов функционирования, включая скорости вращения, нагружающие моменты и частоты дискретизации контролируемых параметров;

- съем по методике [8] аналоговых сигналов с пьезоэлектрического датчика и отметчика оборотов, их усиление и преобразование в цифровой вид, выявление частот резонансных колебаний зубчатых колес диагностируемой передачи в рабочем диапазоне скоростей вращения ее входного вала, уточнение режимов функционирования диагностируемой передачи с учетом резонансных частот;

- реализация процесса диагностирования, включая:

- съем диагностических данных при ступенчато увеличивающихся для каждого последующего съема диагностической информации нагружающих моментах, выбираемых из соотношений:

$$\Delta T = (0,05 \div 0,2) \cdot T_0 \cdot u \quad (1)$$

$$0,2 \cdot T_0 \cdot u \leq T \leq T_0 \cdot u \quad (2)$$

где ΔT - шаг ступенчатого увеличения нагружающих моментов на выходном валу диагностируемой передачи,

T_0 - наименьший из максимально допустимых по условиям контактной и изгибной прочности зубьев зубчатых колес крутящий момент на валах диагностируемой передачи,

T - момент на выходном валу диагностируемой передачи,

u - передаточное число кинематической цепи, связывающей выходной вал с валом, для которого определен T_0 ,

(съем диагностических данных осуществляется, исходя из основных целей и задач диагностирования, на нерезонансных или резонансных режимах работы привода);

- - усиление и фильтрация аналогового сигнала узкополосными фильтрами, преобразование отфильтрованного сигнала в цифровой вид и фиксирование в памяти вычислительного средства в реальном масштабе времени в виде файлов данных с цифровыми последовательностями;

- - выбор массивов данных, кратных целым числам оборотов диагностируемых колес и колебаниям, генерируемым отдельными зубьями;

- - определение размахов колебаний вибрационного и акустического сигналов для каждого из зубчатых колес и их зубьев, расчет средних значений размахов колебаний и их средних квадратических отклонений;

- - расчет отношений средних значений размахов колебаний вибрационного и акустического сигналов к нагружающему моменту на выходном валу;

- - автоматизированный анализ полученных диагностических данных и с учетом полученных результатов оценка качественных характеристик изготовления и сборки привода, определение технического состояния зубчатых колес и их зубьев.

Схема построения программного обеспечения «ДИН –1»

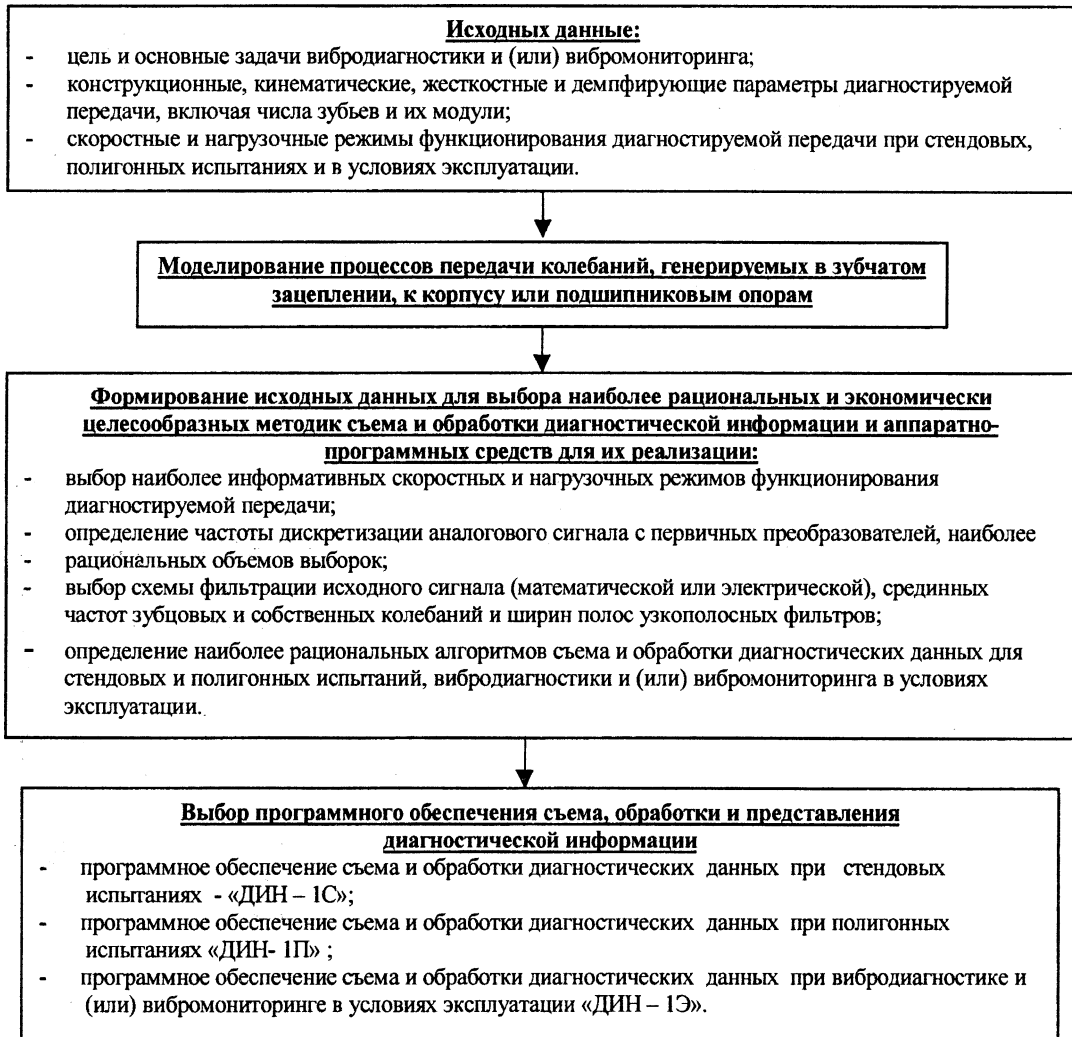


Рис.1

Измерительной часть стандового комплекса



Рис.2

Съем диагностических данных осуществляется при двух и более полных оборотах выходного вала диагностируемой передачи при ее работе в режиме редуцирования, и при двух и более полных оборотах ее входного вала – при функционировании в режиме мультипликации. Это обеспечивает съем данных по меньшей мере с двух полных оборотов каждого зубчатого колеса передачи и, как следствие, одновременное диагностирование всех зубчатых колес и их зубьев при приемлемой точности определения средних величин размахов колебаний.

Ступенчатое увеличение нагружающих моментов при каждой последующей выборке диагностической информации позволяет исключить влияние зоны расположения датчика на корпусе диагностируемой передачи на результаты контроля, поскольку оценка динамических составляющих нагрузок и связанных с ними погрешностей шагов зацепления и износов отдельных зубьев осуществляется по изменениям отношений размахов колебаний к моментам на выходном валу диагностируемой передачи. Кроме того в процессе выборки зазоров между зубьями, связанных с погрешностями их шагов зацепления и износами, изменяется парность зацепления (происходит переход от однопарного к двухпарному или двухпарного к трехпарному зацеплению) и существенно изменяются отношения размахов колебаний вибрационного сигнала к соответствующим моментам на выходном валу диагностируемой передачи. Эти величины нагружающих моментов служат дополнительным критерием оценки точностных параметров и степеней износа каждого из зубьев.

Диапазон изменений моментов в соответствии с приведенной выше зависимостью при $T \leq T_0 \cdot u$ для зубчатых колес 6-8 степеней точности позволяет реализовать режим перехода от однопарного к двухпарному зацеплению, исключив поломку зубьев и схватывание их рабочих поверхностей. Ограничения нагружающих моментов $T \leq 0,2 \cdot T_0 \cdot u$, как показали проведенные исследования, связаны со сложностью выделения из осциллограммы колебаний периода взаимодействия отдельных пар зубьев. Шаг изменений нагружающих моментов на выходном валу диагностируемой передачи, выбранный в соответствии с приведенной зависимостью, обеспечивает требуемую точность оценки значений режимов функционирования диагностической передачи, при которых происходит изменение парности зацепления.

Необходимо отметить, что при диагностировании в соответствии с предлагаемой схемой съема контролируемых параметров не требуются эталонные значения размахов колебаний.

Одновременный съем вибрационного и акустического сигналов, их обработка в соответствии с одинаковым алгоритмом и сопоставление между собой позволяет на ранней стадии определить такой вид зарождающихся дефектов, как контактное выкрашивание зубьев, которое при небольших разрушениях контактирующих поверхностей

практически не влияет на вибрационные параметры, но оказывает существенное влияние на амплитудные значения шума, генерируемого «дефектным» зубом.

Разработанная схема диагностирования была апробирована на зубчатой передаче с модулем $m = 3\text{мм}$ и числами зубьев $Z_1 = Z_2 = 40$ [6]¹. Съём контролируемых параметров осуществлялся на нерезонансных режимах функционирования при частоте вращения ведущего вала, равной $\omega = 54\text{ рад/с}$, и нагружающих моментах на выходном валу $T = 40 \div 200\text{Нм}$. Исходный аналоговый сигнал с пьезоэлектрического датчика Д14, установленного на подшипниковой опоре, усиливался прецизионным усилителем У-7-8, преобразовывался аналого-цифровым преобразователем в цифровой вид, фиксировался на ПЭВМ в виде файла данных с привязкой к угловой координате зубчатого колеса и реальному масштабу времени.

С учетом того, что исследовалась одноступенчатая передача фильтрация сигнала осуществлялась на ПЭВМ по специально разработанным алгоритму и программному обеспечению, основанным на использовании метода огибающих.

Из полученных данных выделялись массивы данных с колебаниями на зубцовой частоте, соответствующие двух - трем оборотам диагностируемых зубчатых колес, которые затем разбивались на участки, равные их повороту на угловой шаг.

С использованием статистических методов обработки рассчитывались средние значения размахов колебаний L_{ik} , их средние квадратические отклонения и вариации, с учетом которых определялось необходимый объем выборки. Производился повторный съём контролируемых параметров и уточнялись значения математических ожиданий размахов для полных оборотов зубчатых колес и каждого из зубьев, а также их отношение к нагружающему моменту на выходном валу передачи.

Для оценки точностных параметров и корректности предлагаемого способа диагностирования универсальными средствами измерялись погрешности шагов зацепления и, с помощью тензометрирования, определялась нагруженность одного из зубьев P_{ik} контролируемого зубчатого колеса [6]. При этом сигнал с тензорезисторов снимался одновременно с вибрационным и акустическим, усиливался, преобразовался в цифровой вид и фиксировался на ПЭВМ в виде временной реализации, сформированной по приведенной выше схеме.

С использованием известных методик в соответствии с геометрическими параметрами и нагружающими моментами рассчитывались деформации зубьев и, с их учетом, суммарные погрешности шагов зацепления. Осуществлялся компьютеризированный анализ характера взаимодействия зубьев диагностируемой передачи с выявлением для каждого зуба и колеса в целом нагружающих моментов, при которых взаимодействие зубьев в процессе входа в зацепление происходило с кромочным «ударом», переходных зон и моментов, характеризующихся срединным «ударом» при выходе зубьев из зацепления. Для каждой из приведенных выше случаев проводился анализ корреляционных связей между погрешностями шагов зацепления, нагруженностью и средними значениями размахов колебаний вибрационного сигнала.

По изменениям размахов с помощью метода наименьших квадратов определялись параметры уравнений регрессии для каждого из зубьев диагностируемой передачи, из которых выделялись динамические составляющие нагрузок и рассчитывались погрешности шагов зацепления, а также отношения средних размахов колебаний виброускорений к моменту на выходном валу [5].

Полученные результаты анализировались и сравнивались с результатами контроля погрешностей шагов зацепления, измеренных универсальными измерительными средствами до сборки диагностируемой зубчатой передачи.

¹ Съём и предварительная обработка диагностических данных осуществлялась автором совместно с Н.Н.Ишиным и В.Л.Басинюком

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТА И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

На рис.3 показан фрагмент нормированных напряжений, фиксирующих исходный сигнал (1) с пьезоэлектрического датчика виброускорений, установленного на подшипниковой опоре, зафиксированного при повороте зубчатой передачи на угловой

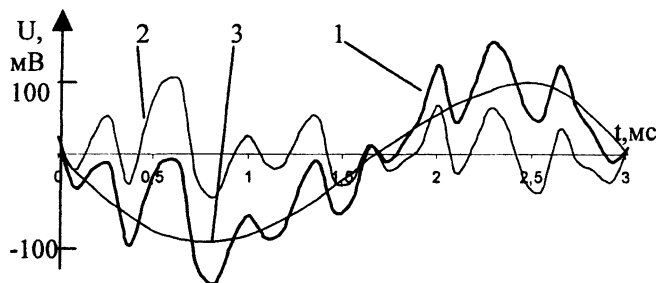


Рис.3

шаг, а также выделенные из него по упомянутой выше методике собственные (2) и зубцовые (3) колебания, обусловленные изменениями жесткости по фазе зацепления.

На рис. 4 показан фрагмент осциллограммы нормированных напряжений с датчика виброускорений подшипниковой опоры на зубцовой

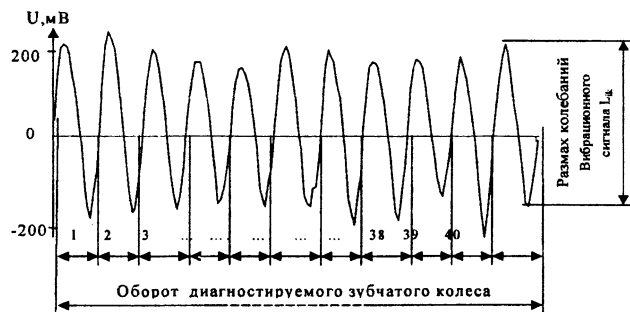


Рис.4

частоте при полном повороте зубчатого колеса и схема определения размахов колебаний вибрационного сигнала L_{ik} .

Пример наиболее близкой корреляционной зависимости между погрешностями шагов зацепления, определенных с учетом деформации зубьев и средними значениями размахов колебаний L_{ik} приведен на рис. 5.

Погрешности шагов зацепления (1)
и средние значения размахов колебаний
виброускорений (2), генерируемых
отдельными парами зубьев на
подшипниковой опоре

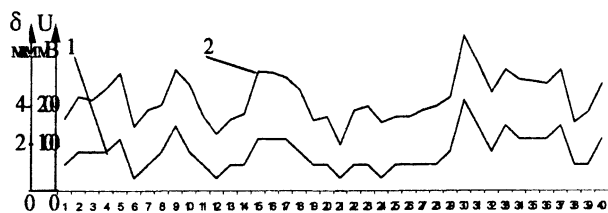


Рис.5

Изменения средних размахов колебаний нормированных напряжений с датчика виброускорений (1), аппроксимирующей вибрационный сигнал (2), нормированных на-

пряжений с тензомоста (3), фиксирующего нагруженность тензометрируемого зуба, усредненной погрешности шага зацепления δ (4), рассчитанного для диагностируемой пары зубчатых колес с учетом деформации зубьев, при увеличении нагружающего момента на выходном валу передачи, показаны на рис.6.



Рис.6

Отношения средних значений нормированных размахов колебаний напряжений, зафиксированных с первичного преобразователя датчика виброускорений, L_V к нормированному напряжению T с датчика моментов на выходном валу передачи приведены на рис.7[6], схема определения коэффициента K_v , учитывающего динамическую нагрузку в зубчатом зацеплении, - на рис.8, где U_L – аппроксимирующая прямая увеличения амплитуд напряжений с первичных преобразователей при возрастании нагружающих моментов, $U_L = U_v + k_{WT} \cdot T$, k_{WT} – коэффициент, определяемый из зависимости (7) [6], U_C – напряжение, характеризующая изменение статической составляющей нагрузки).

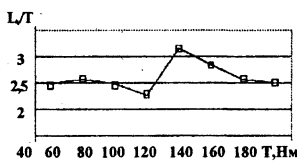


Рис.7

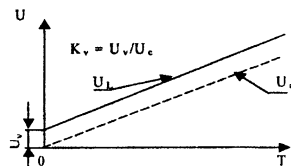


Рис.8

Анализ полученных результатов показал следующее.

При взаимодействии зубьев диагностируемой передачи на подшипниковых опорах или корпусе возникают собственные колебания динамической системы, связанные с кромочными и срединными “ударами”, и вынужденные параметрические колебания с зубцовой частотой, обусловленные изменениями жесткости по фазе зацепления (рис.3). Эти данные хорошо коррелируют с результатами теоретических исследований, приведенных в работах [8,9]. Собственные частоты колебаний, определенные по результатам обработки диагностических данных, оказались равны $f_{0Э} = 2810$ Гц, что практически совпадало с расчетными значениями.

этого параметра и подтвердило корректность разработанной модели передачи колебаний от зубчатого зацепления к подшипниковым опорам. Необходимо отметить – отклонения собственных частот колебаний на различных уровнях нагружения выходного вала диагностируемой передачи практически не превышали погрешности измерения, что косвенно свидетельствует о незначительном изменении жесткостных параметров системы при нагружении на исследованных режимах функционирования. Однако средние квадратические отклонения их амплитудных значений с увеличением нагружающего момента на выходном валу передачи возрастали.

При передаче колебаний, генерируемых зубчатым зацеплением, к подшипниковым опорам они демпфировались механической системой, при этом уровень демпфирования

нелинейно зависел от нагрузочных режимов функционирования диагностируемой передачи, а коэффициенты демпфирования при увеличении нагруженности возрастали. На ряде режимов функционирования диагностируемой передачи, характеризующихся четко выраженными кромочными или срединными «ударами», средние размахи колебаний виброускорений, генерируемых отдельными парами зубьев, и погрешности шагов зацепления, связанными с точностными параметрами изготовления и деформациями, коррелировали между собой (рис.5).

Размахи колебаний вибрационного сигнала на подшипниковых опорах (рис.6), и их отношения к нагружающим моментам, за исключением переходной зоны (рис.7), для каждого зуба и колеса в целом практически линейно зависел от суммарной величины статической и динамической составляющей нагруженности, что позволило с высокой степенью достоверности определить динамическую составляющую нагрузки и погрешность шага зацепления каждого зуба и колеса в целом. Полученные результаты хорошо коррелируют с теоретическими результатами, приведенными в работе [9].

Так, например [6], для тензометрируемого зуба погрешность шага зацепления, измеренная универсальными средствами, оказалась равной $f_{pbr} = 12$ мкм, определенная по результатам диагностирования – 10,7 мкм. Отклонение величины f_{pbr} составило 1,3 мкм или 10,8%, что практически не превысило погрешность измерения универсальными средствами. В среднем, для диагностируемого зубчатого колеса, отклонение погрешностей шагов зацепления, определенные с помощью предлагаемого способа диагностирования, от измеренных универсальными средствами составило 8,9%.

Анализ градиентов изменения средних размахов колебаний при ступенчатом увеличении нагружающих моментов на выходном валу диагностируемой передачи и нагруженности тензометрируемого зуба показал, что при $T \approx 120 \div 140$ Нм зазоры в зацеплении, обусловленные погрешностями шагов зацепления вследствие деформации зубьев были выбраны и взаимодействие зубьев перешло от однопарного к двухпарному, что отразилось на градиентах изменения размахов колебаний вибрационного сигнала (рис.6) и их отношениях к нагружающему моменту на выходном валу передачи (фиг.7). Расчет величин деформации зубьев и соответствующих им погрешностей шагов зацепления, проведенный в соответствии с зависимостями, связывающими их величины с жесткостью и нагруженностью зубьев, обеспечившей выборку зазоров и переход к двухпарному зацеплению, дал значения $(f_{pbr})_{ik}$, близкие к полученным выше (отклонения составили 7-10% от измеренных универсальными средствами).

Таким образом, как показал анализ проведенных экспериментальных исследований, градиенты изменения размахов колебаний вибрационного сигнала при ступенчатом увеличении нагружающего момента на выходном валу передачи и отношения размахов колебаний к нагружающим моментам на колесе в целом и каждой паре его зубьев могут служить диагностическим признаком, характеризующим характер взаимодействия зубьев при их входе и выходе из зацепления, величину K_v и связанные с ним погрешности шагов зацепления и степень износа отдельных зубьев и колеса в целом [7], исключив необходимость в эталонных параметрах и влияние места установки датчиков на результаты диагностирования.

Необходимо отметить высокую эффективность разработанного математического метода выделения собственных и вынужденных частот колебаний на ПЭВМ, возникающих в зубчатом зацеплении одноступенчатой передачи. Вместе с тем, при работе многоступенчатой передачи частоты, генерируемые различными парами зубчатых колес, как правило, достаточно близки друг к другу и для их разделения более целесообразно применение электрических полосовых фильтров, используемых для первичной обработки исходного аналогового сигнала, полученного с первичного преобразователя.

Учитывая то, что при реализации предлагаемой методики вибродиагностики необходимо при подготовке к диагностированию предварительно определить с требуемой точностью собственные частоты колебаний системы, срединные частоты и полосы пропускания узкополосных фильтров, выделить наиболее информативные режимы функционирования диагностируемой передачи и выбрать технически обоснованные частоты дискретизации контролируемых параметров, а затем, после съема и фиксирования диагностических данных осуществить без участия оператора обработку значительной по объему файлов данных, представленных в виде временных реализаций, применение разработанных подходов наиболее эффективно, а в ряде случаев и невозможно без использования информационных технологий. Это позволяет, при наличии необходимых баз данных с соответствующими методиками расчета и инерционно-жесткостными характеристиками элементов передач, обеспечить корректность результатов предварительного моделирования процессов передачи колебаний, генерируемых в зубчатом зацеплении, к подшипниковым опорам, выбрать технически и экономически обоснованно аппаратно-программные средства. Кроме того, ограниченные возможности вмешательства оператора в процессы съема и обработки больших объемов информации предполагает использование в них элементов интеллектуальных, а в ряде случаев и «самообучающихся» систем контроля, включающих в себя подсистемы управления диагностируемым объектом.

В целом, как показали исследования, использование предлагаемой схемы (рис.1) и методики диагностирования позволяет значительно расширить возможности оценки технического состояния зубчатых колес и отдельных зубьев по критериям износа, разрушения зубьев при изгибе и контактного выкрашивания их рабочих поверхностей на ранней стадии возникновения дефекта, а так же определить точностные параметры изготовления и сборки передачи в условиях реального нагружения. Ее реализация обеспечивает одновременное диагностирование всех зубчатых колес передачи и их зубьев, исключает необходимость в использовании эталонных значений параметров колебаний, снижает влияние на точность диагностирования жесткостных и инерционных параметров механической системы, нагруженности и скоростных режимов ее функционирования.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Пат. № 4872337 США кл.³ G 01M 13/02, 1989г.
2. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. - М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
3. А.с. 1359696 СССР кл.³ G 01 M 7/00. Способ виброакустической диагностики зубчатых передач / Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванова, А.Г. Соколова, В.И. Хомяков //Бюллетень изобретений – 1984 - № 46.
4. А.с. СССР 1511613, кл.³ G 01 M 7/00. Способ виброакустической диагностики зубчатых передач /В.П. Зелик, Ю.Н. Рузанов, А.И. Астапенко //Бюллетень изобретений – 1989 - № 36.
5. Пат. США № 4872337, кл. G 01 M 13/02, G 06 F 07/02 Неразрушающий контроль шестерен//Robert J. Watts, David A. Rice, John A. Neun.-1989.
6. Вибромониторинг внутренней динамической нагруженности, точностных параметров и износов отдельных пар зубьев передач зацеплением/Я.В.Басинюк, Н.Н.Ишин, В.Л. Басинюк, Е.И.Мардосевич //Вестник Брестского государственного технического университета.-2001 - № 4- С.48-53.
7. Заявка № 2002113404 РФ от 22.06.2002 кл.⁴ G 01 M 7/00. Способ виброакустической диагностики передач зацеплением/Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич.

8. Анализ вынужденных параметрических колебаний косозубой передачи на АВМ // Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами. Сб./Э.Л. Айрапетов, В.И. Апархов, А.А. Жирнов, О.И. Косарев, И.Т. Чернявский.- М.: Наука, 1976. - С.111-125.

9. Возбуждение колебаний в зубчатых передачах // Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами. Сб./Э.Л. Айрапетов, В.И. Апархов, М.Д. Генкин, А.А., Жирнов, О.И. Косарев.-М.: Наука, 1976.-С.3-18.

УДК 621.01+629.7.017

Л.А.Гурьева

РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ С КОЛЬЦЕВЫМ РЕБРОМ ЗАДАННОЙ НАДЕЖНОСТИ

*Полоцкий государственный университет
г. Новополоцк, Республика Беларусь*

Любая конструкция проектируется с таким расчетом, чтобы она не разрушалась под действием нагрузок, возникающих в процессе ее эксплуатации. Это свойство конструкции сохранять работоспособность в определенных условиях эксплуатации обычно и называют ее надежностью.

Качество конструкции характеризуется в основном ее эффективностью и экономичностью. Под эффективностью понимают степень соответствия конструкции ее целевому назначению. Экономичность оценивается затратами, ценой которых достигается выполнение конструкцией ее задач.

Традиционные детерминированные методы расчетов на прочность, к сожалению, не дают возможности решить эту проблему в полной мере, более того, сложилось определенное несоответствие в методологии учета различных факторов, влияющих на снижение расходов материалов и прочность конструкции.

С одной стороны, в прочностных расчетах применяются самые совершенные методы строительной механики. С другой стороны, для компенсации случайных погрешностей и неучитываемых факторов вводятся коэффициенты безопасности или нормативные коэффициенты запаса, назначаемые, большей частью интуитивно, в соответствии с накопленным опытом, без достаточно строгого на то обоснования.

Более корректным подходом, позволяющим в значительной мере решить указанную проблему, представляется применение вероятностных методов в строительной механике различных конструкций, подчиненным задаче определения надежности конструкции как меры гарантии ее неразрушения. Вероятностный подход к задачам прочности позволяет более полно учесть возмущающие факторы и получить за счет рационального проектирования некоторый выигрыш в весе конструкции без ущерба для ее работоспособности.

На этапе проектирования конструкция существует не «в металле», а лишь в технической документации. Определить ее надежность опытным путем не представляется возможным. Поэтому для расчета надежности необходимо рассматривать конструкцию как систему, состоящую из ряда элементов. При разбиении конструкции на отдельные элементы в качестве таковых следует принимать такие составные части конструкции (обечайки, днища, шпангоуты и т.п.), надежность которых можно определить по

детерминированным расчетным схемам и известным вероятностным характеристикам возмущений.

Характерной особенностью большинства опубликованных работ в области расчета надежности конструкций является то, что в них рассматривается прямая задача строительной механики, когда определяется надежность известной конструкции, которая затем сравнивается с нормативной надежностью [1].

Проблема надежности по своей сути является технической, так как она непосредственно связана с процессами проектирования, опытной отработкой, производством и использованием продукции. Совокупность общих методов, позволяющих создавать технические устройства с высокой надежностью и рассчитывать ее количественные показатели, составляет основу теории надежности. Условно в проблеме надежности можно выделить два направления: обеспечение надежности и ее расчет (контроль). Если первое направление основывается на решении традиционных конструкторских и технологических задач по созданию высококачественных изделий и правильной их эксплуатации, то второе связано в основном с применением специальных математических методов.

В данной работе рассмотрена задача по определению толщины конической крышки и площади поперечного сечения опорного кольца при заданной надежности, т.е. решена обратная задача строительной механики, когда по нормативной заданной надежности определяются параметры конструкции, в частности, размеры ее поперечного сечения [2,3]. При расчете использована теория случайных величин.

Конический купол с углом α нагружен давлением q (рис.1), величина которого случайна с нормальным законом распределения (математическое ожидание $m_q=2$ МПа; среднее квадратичное отклонение $\sigma_q=0,2$ МПа). Кромки крышки жестко связаны с упругим кольцом ($R_k=2$ м). Материал оболочки и кольца одинаков, его несущая способность случайна с нормальным законом распределения ($m_R=500$ МПа; $\sigma_R=50$ МПа). Необходимо определить толщину оболочки h и площадь поперечного сечения опорного кольца, чтобы надежность $N_{зад}=0,99$. Случайный разброс толщины крышки учитывается с доверительной вероятностью $N_h=0,9986$, т.е. $N_{зад}/N_h=0,99/0,9986=0,9914$.

Для $N=0,9914$ гауссовский уровень надежности $\gamma_{кр}=2,3832$. Коэффициент $K_{кон}$ определяется по формуле

$$K_{кон} = \frac{m_R (1 - \gamma_{кр}^2 A_R^2)}{m_q \left(1 + \gamma_{кр} \sqrt{A_R^2 + A_q^2 - \gamma_{кр}^2 A_R^2 A_q^2} \right)},$$

где $A_R = \frac{\sigma_R}{m_R} = \frac{50}{500} = 0,1$; $A_q = \frac{\sigma_q}{m_q} = \frac{0,2}{2} = 0,1$.

После вычислений $K_{кон}=177$.

Для кольца $N=0,99$; гауссовский уровень надежности $\gamma_{кольца}=2,326$,

Коэффициент $K_{кольца}$ определялся по формуле

$$K_{кольца} = \frac{m_R (1 - \gamma_{кольца}^2 A_R^2)}{m_q \left(1 + \gamma_{кольца} \sqrt{A_R^2 + A_q^2 - \gamma_{кольца}^2 A_R^2 A_q^2} \right)},$$

$K_{кольца}=178,54$.

Площадь сечения кольца определялась при различных значениях α , при этом рассматривались прямоугольные сечения с соотношением сторон $B/b=2$.

При определении коэффициента $K_{кон}$ использовалось также выражение для максимальных напряжений

$$K_{\text{кон}} = \frac{R_{\text{к}}}{2h \cos \alpha} + \frac{1 + \frac{\sin \alpha}{2 - \nu} \cdot \frac{2h}{bB}}{1 + \frac{12\sqrt{2}h^2\sqrt{h}\sqrt{\cos \alpha}}{bB^3\rho^3} + \frac{12h^4}{b^2B^4\rho^4}} \cdot \frac{3(2 - \nu)}{2\rho^2} \cdot \frac{2}{h \cos \alpha}$$

а для кольца

$$K_{\text{кольца}} = \frac{R_{\text{кольца}}^2 \operatorname{tg} \alpha}{2A_{\text{кольца}}},$$

где ν - коэффициент Пуассона; $A_{\text{кольца}} = Bb$ - площадь поперечного сечения кольца;
 $\rho = \sqrt[4]{3(1 - \nu^2)}$.

Для определения толщины стенки конуса h при различных значениях α были решены следующие алгебраические уравнения:

1. $y^{10} - 0.005849y^8 + 0.00534y^7 - 0.00003123y^5 - 0.00000001y^2 - 3.0586832 \cdot 10^{-10} = 0$;
2. $y^{10} - 0.006524y^8 + 0.0102y^7 - 0.0000667y^5 - 0.000000102y^2 - 0.000000003 = 0$;
3. $y^{10} - 0.0079898y^8 + 0.01719y^7 - 0.00013753y^5 - 0.000000533y^2 - 0.000000021 = 0$;
4. $y^{10} - 0.0112995y^8 + 0.0249y^7 - 0.0002817y^5 - 0.00000276y^2 - 0.000000153 = 0$;
5. $y^{10} - 0.021829y^8 + 0.03876y^7 - 0.0008462y^5 - 0.000028y^2 - 0.000003 = 0$.

Наибольшая ошибка при решении уравнений составила $f(y) = 1,227349 \cdot 10^{-6}$.

Толщина конической крышки была получена для различных значений $\alpha = 15^\circ$; 30° ; 45° ; 60° ; 75° и равнялась соответственно $h = 1,1$; $1,69$; $2,48$; $3,86$; $6,16$ см.

Результаты расчетов представлены в таблице

α	$R_{\text{кольца}}, \text{ м}$	$A_{\text{кольца}}, \text{ м}^2$	$b, \text{ м}$	$B, \text{ м}$
15°	2	0,003	0,039	0,078
30°	2	0,0065	0,057	0,114
45°	2	0,0112	0,075	0,15
60°	2	0,0194	0,0985	0,197
75°	2	0,0418	0,1446	0,29

Проведенные исследования позволили получить удобные для практического применения соотношения, определяющие толщину стенки конуса h и площадь поперечного сечения опорного кольца $A_{\text{кольца}}$.

ЛИТЕРАТУРА

Болотин В.В. Методы теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений. М.: Стройиздат, 1982. - 351 с. 2. Гурьева Л.А. Оптимальное распределение надежности между элементами оболочечной конструкции. Тезисы докладов международной научно-технической конференции «Современные проблемы машиностроения», Гомель, 2002. С. 17-18. 3. Гурьева Л.А., Гурьев И.Г. Расчет элементов оболочечной конструкции заданной надежности. Тезисы докладов международной научно-технической конференции «Современные проблемы машиностроения», Гомель, 2002. С. 16-17. 4. Канторович З.Б. Основы расчета химических машин и аппаратов. М.: Машгиз, 1960. - 526

КОМПЛЕКСНОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ САМОХОДНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

**Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь**

Надежность тормозных систем самоходных сельхозмашин складывается из следующих признаков: долговечность, безотказность в работе, безаварийность, стабильность действия (способность длительно работать без снижения исходных параметров и выдерживать перегрузки), малый объем операций и простота обслуживания и ухода, живучесть (способность при частичных повреждениях продолжать некоторое время работу хотя бы на сниженных режимах), устранимость повреждений (сохранение ремонтпригодности), большие межремонтные сроки и малый объем ремонтных работ (если ремонт вообще предусматривается). Из-за многообразия этих признаков установить единый критерий надежности затруднительно.

Чаще всего при ее определении исходят из понятия отказа тормозной системы, т.е. любой вынужденной остановки сельхозмашины из-за неисправности тормозной системы. Различают отказы, вызванные конструктивными и технологическими дефектами, неправильной эксплуатацией и случайные.

Под неправильной эксплуатацией понимают небрежный уход за тормозной системой, нарушение правил эксплуатации, несоблюдение установленных режимов (перегрузки), ошибки в последовательности операций управления, несоблюдение правил техники безопасности и др. Следует отметить, что большинство таких отказов можно с полным основанием отнести за счет конструктивных дефектов. Условия правильной эксплуатации тормозной системы должны быть заложены в ее конструкции. Необходимо обеспечить ее надежную работу даже при недостаточно квалифицированном обслуживании. Субъективный фактор в обслуживании и управлении, особенно в отношении тормозного привода на новых сельхозмашинах, следует по возможности исключить, а операции ухода сводить к минимуму. Устранению подлежат периодические операции регулирования, которые при недостаточно внимательном обслуживании могут стать причинами преждевременного выхода тормозной системы из строя.

В комплексе мероприятий, обеспечивающих эксплуатационную надежность тормозных систем, большую роль играет автоматическая защита от случайных или преднамеренных перегрузок. В аварийных ситуациях, которые могут повлечь за собой выход из строя узлов трансмиссии, как например у сельхозмашин с гидромотор-колесами, наиболее целесообразна полная автоматизация управления процессом торможения машины.

Достичь высокой надежности тормозных систем сельхозмашин можно только с помощью комплекса конструктивных, технологических и организационно-технических мероприятий при производстве и эксплуатации. Наличие высокопроизводительных и эффективных контрольно-диагностических средств позволяет предложить новый метод обслуживания систем, обеспечивающих безопасность сельхозмашин, в целях достижения высокой вероятности их безотказной работы при минимальных затратах средств на его осуществление. Этот метод состоит в принудительном диагностировании технического состояния систем и их элементов, обслуживании и ремонте в объеме, выявленном при диагностировании, и принудительной замене элементов в случае достижения пре-

дельных значений выходных или структурных параметров. Это позволит предупредить возникновение как износных, так и внезапных отказов. Периодичность экспресс-диагностирования с достаточной точностью можно установить из кривой надежности, если задать определенный уровень безотказной работы при условии, что после каждого диагностирования полностью восстанавливается техническое состояние системы и надежность становится близкой к единице.

В условиях станций обслуживания сельхозтехники техническое состояние тормозов проверяют на барабанных стендах силовым или инерционным методом. Такие испытания имеют ряд преимуществ по сравнению с дорожными: благодаря применению стационарных измерительных приборов повышается точность результатов; возможна раздельная проверка каждого тормозного механизма; испытания безопасны на любой скорости; стандартные условия испытаний обеспечивают повторяемость результатов и сопоставимость данных, полученных в разное время; малые затраты труда и средств способствуют быстрой окупаемости стенда. Значения основных диагностических параметров - замедления и времени срабатывания - при проверке, тормозных систем на инерционных стендах рассчитываются по показаниям измерительных приборов или выводятся с помощью самописцев в виде тормозных диаграмм.

Для проверки тормозов в дорожных условиях применяют десселерографы, которые также выводят информацию о процессе торможения в виде тормозных диаграмм. Некоторые из этих устройств позволяют регистрировать не только продольные, но и поперечные ускорения сельхозмашины: "Recorder -999" (Великобритания), "Motometr" (ФРГ). По тормозной диаграмме (рис. 1, а) определяют значения диагностических параметров - максимального J_{\max} или установившегося $J_{\text{уст}}$ замедления, времени запаздывания τ_3 и нарастания τ_n замедления, полного времени торможения T . Сравнивая эти значения с нормативными, можно сделать вывод о работоспособности тормозного привода и механизма. Кроме того, диаграмма несет сведения о всех основных неисправностях тормозной системы (рис. 1, б). Нормальная тормозная диаграмма имеет вид неравнобедренной трапеции (1). При резком снижении тормозной силы, например из-за нарушения регулировки привода тормозного крана или замасливания накладок в тормозных механизмах сухого трения, высота диаграммы уменьшается, а длина увеличивается (2). Спад замедления от начала диаграммы к концу (3) в гидрообъемных прямого действия приводах чаще всего свидетельствует об утечке тормозной жидкости. Объясняется это следующим образом. Вначале, при резком нажатии на педаль скорость потока жидкости в магистралях велика и динамическое гидросопротивление в месте утечки создает противодействие, благодаря чему давление возрастает до максимума. Когда же педаль останавливается, скорость потока снижается до нуля, динамическое гидросопротивление исчезает, жидкость постепенно вытекает через неплотность, падают давление в системе и тормозной момент.

Если утечка происходит в рабочем тормозном цилиндре, встроенном в тормозной механизм сухого трения, жидкость попадает на поверхности трения, что вызывает резкое снижение коэффициента трения и, следовательно, тормозного момента (4). Большое время запаздывания (5) - показатель чрезмерных зазоров. Если τ_3 увеличено на всех диаграммах, соответственно велики зазоры в приводе, например между штоком и поршнем главного тормозного цилиндра. Его увеличение на одной из диаграмм свидетельствует об увеличенном зазоре между парами трения в тормозе, чрезмерное увеличение - о резком уменьшении проходного сечения тормозной магистрали (засорена или смята трубка).

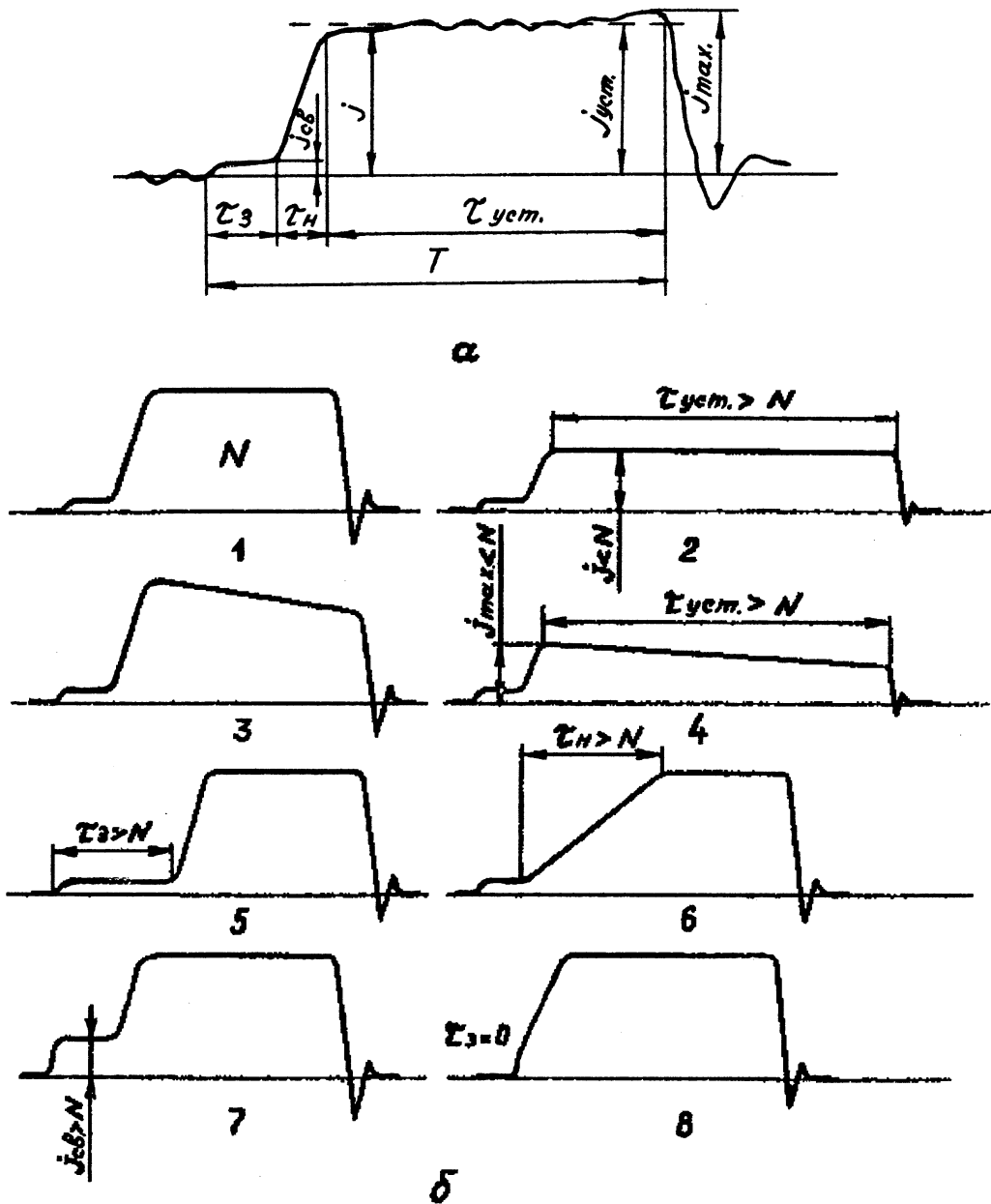


Рис. 1. Определение неисправностей привода тормозов при помощи тормозных диаграмм.

а - элементы тормозной диаграммы полного экстренного торможения;
б - разновидности тормозных диаграмм

Увеличение времени нарастания замедления (6) является признаком повышенной упругости, например гидрообъемного прямого действия привода из-за попадания в систему воздуха. Если τ_n увеличено на одной из тормозных диаграмм, следует удалить воздух из конкретного контура. Его увеличение на всех диаграммах говорит о попадании воздуха в систему через главный тормозной цилиндр, например из-за недостатка тормозной жидкости в резервуаре. Диаграмма вида (7) свидетельствует о повышенном замедлении свободного выбега, вызванного чрезмерной затяжкой подшипников ступицы или отсутствием зазора между парами трения тормозного механизма. Диаграмма (8) - проявление отсутствия зазоров как в приводе, так и в тормозных механизмах. Данное состояние привода, если оно не сопровождается повышенным замедлением свободного выбега и нагревом ступицы или барабанов, не следует считать неисправным.

В гидравлическом приводе тормозов в процессе эксплуатации чаще всего возникают такие неисправности, как потеря герметичности, сопровождающаяся просачиванием тормозной жидкости через неплотности; попадание воздуха в систему; увеличение свободного хода педали; набухание манжет цилиндров.

В пневматическом приводе происходят утечки воздуха и внезапный разрыв резиновых деталей (диафрагм тормозных камер, шлангов), произвольное притормаживание на ходу при неисправности тормозного крана или регулятора давления, внезапное срабатывание стояночного тормоза (в приводах, содержащих пневмокамеры с пружинными энергоаккумуляторами).

Надежность насосных и насосно-аккумуляторных гидрообъемных приводов тормозов самоходных сельхозмашин обуславливается в основном режимом нагружения и условиями эксплуатации. Снижение нагруженности гидропривода с целью повышения ресурса агрегатов наиболее рационально за счет оптимизации таких факторов, как давление в приводе, время его воздействия, количество включений. Основными путями оптимизации привода следует считать снижение гидравлических местных сопротивлений в его агрегатах и линиях, переход на маловязкие всесезонные рабочие жидкости, применение автоматического регулирования основных операций.

Обслуживание и ремонт приводов тормозов сельхозмашин по фактическому техническому состоянию способствуют повышению производительности труда, надежности и безопасности передвижения машин, снижению трудоемкости работ. В перспективе по мере совершенствования методов и средств диагностики объем обязательных работ будет сокращаться и тогда возможно применение в "чистом виде" тактики технических обслуживаний и ремонтов по состоянию. В этой системе обязательные работы и диагностика являются плановыми, а устранение назревающих или выявленных отказов носит действительно предупредительный характер.

Литература. 1. Боровский Б.Е. Безопасность движения автомобильного транспорта. - Л.: Лениздат, 1984. - 304 с. 2. Скойбеда А.Т., Комяк И.М. Тенденции развития приводов тормозов самоходных колесных сельскохозяйственных машин и повышение надежности их эксплуатации. - Мн.: БелНИИНТИ, 1990. - 64 с. 3. Williamson M. Braking into the Millennium: The international review of industrial vehicle design. & Engineering. Of - Highway & Heavy - Duty Equipment // Industrial vehicle technology, 1995 - p. 2-7.

СПИСОК ОРГАНИЗАЦИЙ – УЧАСТНИКОВ КОНФЕРЕНЦИИ

Сокращенное название	Полное название	Город, страна
БалтГТУ “Военмех”	Балтийский государственный технический университет “Военмех”	г. Санкт-Петербург, Россия
БАТУ	Белорусский аграрный технический университет	г. Минск, Беларусь
БГУ	Белорусский государственный университет	г. Минск, Беларусь
БГТУ	Белорусский государственный технологический университет	г. Минск, Беларусь
БГУИР	Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники	г. Минск, Беларусь
БелГУТ	Белорусский государственный университет транспорта	г. Гомель, Беларусь
БНТУ	Белорусский национальный технический университет	г. Минск, Беларусь
БрГТУ	Брестский государственный технический университет	г. Брест, Беларусь
БрТУ	Брянский технический университет	г. Брянск, Россия
БТУ	Белостокский технический университет	г. Белосток, Польша
ВТУ	Bialystok Technical university	Bialystok, Poland
ВГУ имени П.М. Машерова	Витебский государственный университет имени П.М. Машерова	г. Витебск, Беларусь
ВГТУ	Витебский государственный технологический университет	г. Витебск, Беларусь
ГГТУ имени П.О. Сухого	Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого	г. Гомель, Беларусь
ИМИНМАШ НАН Беларуси	Институт механики и надежности машин НАН Беларуси	г. Минск, Беларусь
ИММПС имени Белого НАН Беларуси	Институт механики металло-полимерных систем имени Белого НАН Беларуси	г. Гомель, Беларусь
ИМАШ имени А.А. Благодравова РАН	Институт машиноведения имени А.А. Благодравова РАН	г. Москва, Россия
ИММ НАН Беларуси	Институт механики машин НАН Беларуси	г. Минск, Беларусь
ИНДМАШ НАН Беларуси	Институт надежности машин НАН Беларуси	г. Минск, Беларусь
ИПМ БГНПК ПМ	Институт порошковой металлургии БГНПК ПМ	г. Минск, Беларусь
НИИ ПФП имени А.Н. Севченко при БГУ	НИИ прикладных физических проблем имени А.Н. Севченко при БГУ	г. Минск, Беларусь

Продолжение таблицы

Сокращенное название	Полное название	Город, страна
ИПП НАН Украины	Институт проблем прочности НАН Украины	г. Киев, Украин
КазНТУ	Казахский национальный технический университет	г. Алматы, Казахстан
	Комитет по стандартизации и метрологии Республики Беларусь	г. Минск, Беларусь
ЛГТУ	Луцкий государственный технический университет	г. Луцк, Украина
МАИ	Московский авиационный институт	г. Москва, Россия
МГТУ	Могилевский государственный технический университет	г. Могилев, Беларусь
НАН Беларуси	Национальная академия наук Беларуси	г. Минск, Беларусь
НИРУП “Белавтотракторостроение”	Научно-инженерное республиканское унитарное предприятие “Белавтотракторостроение”	г. Минск, Беларусь
НПО “ТРИБОФАТИКА”	Научно-производственное объединение “ТРИБОФАТИКА”	г. Гомель, Беларусь
ОАО МПЗ	ОАО “Минский подшипниковый завод”	г. Минск, Беларусь
ОГАХ	Одесская государственная академия холода	г. Одесса, Украина
ОНПУ	Одесский национальный политехнический университет	г. Одесса, Украина
ПО “БелавтоМАЗ”	Производственное объединение “БелавтоМАЗ”	г. Минск, Беларусь
ПО “БелАЗ”	Производственное объединение “БелАЗ”	г. Жодино, Беларусь
ПО “Гомсельмаш”	Производственное объединение “Гомсельмаш”	г. Гомель, Беларусь
ПТН “Дружба”	Предприятие транспорта нефти “Дружба”	г. Гомель, Беларусь
ПГУ	Полоцкий государственный университет	г. Новополоцк, Беларусь
РААН	Российская академия аграрных наук	г. Москва, Россия
	Редакция журнала “Будаўніцтва, Стrojительство, Construction”	г. Минск, Беларусь
РГПУ имени А.И. Герцена	Российский государственный политехнический университет имени А.И. Герцена	г. Санкт-Петербург, Россия
РИАН	Российская инженерная академия наук	г. Москва, Россия
РУП МАЗ	Республиканское унитарное предприятие “Минский автомобильный завод”	г. Минск, Беларусь

Продолжение таблицы

Сокращенное название	Полное название	Город, страна
“Транстехника” НППП “РЕМИД”	“Транстехника” НППП “РЕМИД”	г. Минск, Беларусь
ГТУ	Тамбовский технический университет	г. Тамбов, Россия
	УП “ТСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике”	г. Гомель, Беларусь
ТУ Молдова	Технический университет Молдова	г. Кишинев, Молдова
	Университет Конакри	Гвинея
ФГУП “КНААПО”	Федеральное государственное унитарное предприятие “Комсомольское – на Амуре производственное объединение”	г. Комсомольск – на Амуре, Россия
ХАУ	Херсонский аграрный университет	г. Херсон, Украина

СОДЕРЖАНИЕ

ТОМ 1

Пленарные доклады

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОЗДАНИЯ МАШИН

Витязь П.А., Степаненко А.В., Ракомсин А.П., Сидоренко М.И., Филонов И.П., Исаевич Л.А., Король В.А., Кожуро Л.М. Повышение конкурентоспособности машин технологическими методами (на примере автомобилей семейства МАЗ)	3
Сосновский Л.А., Высоцкий М.С., Махутов Н.А., Трощенко В.Т. О проектировании силовых систем по критериям трибофатики	12
Ящерицын П.И., Ракомсин А.П., Сидоренко М.И., Сергеев Л.Е., Мионов А.М. Прогнозирование обработки мелко модульных зубчатых колес методом МАО	18
Корешков В.Н. Кусакин Н.А. Соломахо В.Л. Механизм согласования государственных и международных технических нормативных документов	22
Krasnevski L. Mechatronic Control Systems for Hydromechanical Transmission	25
Сенько В.И. Интеграция научно-исследовательской работы и учебного процесса в ВУЗе	33
Гуринович В.А., Ракомсин А.П., Синеговский Г.А., Капач Г.Э., Мышко А.П., Мазаник О.Н. Разработка и освоение производства на Минском автомобильном заводе семейства городских, пригородных и междугородних автобусов	42
Скойбеда А.Т., Курмаз Л.В. Некоторые вопросы проектирования зубчатых передач	48
Демьянушко И.В., Юдин М.Н. Компьютерные технологии моделирования и проектирования автомобильных конструкций	55
Мариев П.Л., Моисеенко В.И. Управление структурной однородностью и равнопрочностью конструкционных сталей и деталей машин	59
Корсаков В.В., Выгонный А.Г. Применение систем CAD/CAM/CAE/PDM при создании новой автомобильной техники МАЗ	63
Почтенный Е.К. Статистический анализ результатов усталостных испытаний	76

Заблювский К.И., Гутьря С.С. Теория и практика системного отображения технического уровня проектируемых машин	80
Альгиб В.Б. Расчет и оценка машины как ресурсно-функциональной системы	85
Ксенович И.П. Аспекты экологического конструирования сельскохозяйственной техники и проблемы энергоресурсосбережения.....	89
Капуста П.П. Надежность и ресурсное проектирование несущих систем и элементов машин	97
Список организаций-участников конференции	109

ТОМ 2

Секция 1

КАЧЕСТВО ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Корешков В. Н., Сосновский Л. А. Разработка системы стандартов по трибофатике	3
Пекарш А.И., Прохоров А.Г., Кузьмин В.Ф., Марьин С.Б. Вопросы обеспечения качества аэродинамических поверхностей в производстве самолетов	16
Серенков П.С., Микитович В.Д. Методика обеспечения качества на стадии проектирования изделий механического типа	18
Червяковская Н.Н., Соломахо В.Л. Принцип многокритериальности при построении поверочных систем средств измерений	22
Строк Е.Я., Бельчик Л.Д., Строк Д.Е., Александрова Т.Л. Определение динамических погрешностей измерительных устройств электрогидравлических систем управления путем компьютерного моделирования	25
Панов А.Н. Системное планирование качества, надежности и безопасности машин	27
Панов А.Н. Анализ потенциальных рисков несоответствий продукции (на примере несущих конструкций).....	33
Соломахо В.Л., Цитович Б.В., Минченя В.Т., Лысенко Р.В. Анализ систем диагностики и контроля качества трубчатых каналов малого диаметра	37

Болотов С.В. Новый метод контроля качества соединений, выполненных дуговой сваркой	39
Невзоров В.В., Невзорова А.Б. Эффективность использования подшипников на основе древесины объемного деформирования	42

Секция 2

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДОВ МАШИН

Красневский Л.Г. Проблемы обеспечения живучести систем управления трансмиссиями специальных мобильных машин	47
Bostan I.A., Dulgheru V.M. The Elaboration of Multiple Precessional Gear Theory and Modern Manufacturing Technology	49
Бостан И., Дулгеру В., Боднарюк И. Некоторые вопросы исследования кинестатики кинематических планетарных прецессионных передач	54
Айропетов Э.Л., Шарипов Т.А., Сейдахмет А.Ж., Беков Д.А., Шарипов С.Т. Исследование процесса моделирования динамических систем прикладной программой ADIS - 1.2	59
Кузьмин И.С., Ражиков В.Н. Особенности расчета и проектирования механизмов с пластичными смазочными материалами	62
Скойбеда А.Т., Даньков А.М. Научные основы создания регулируемых передач с составными зубчатыми колесами	64
Скойбеда А.Т., Громько П.Н., Хатетовский С.Н. Автоматизация процесса проектирования коническо-цилиндрической прецессионной передачи	73
Руктешель О.С, Захарик Ан.М., Кузьмин А.Н., Захарик Ал.М. Метод расчета динамической нагруженности трансмиссии с учетом кинематического взаимодействия зубчатых колес при передаче крутящего момента	76
Тарасик В.П., Рынкевич С.А. Исследование эффективности автоматического управления автомобилем на основе теории нечетких множеств	80
Корсаков В.В., Захарик Ан.М., Захарик Ал.М., Кузьмин А.Н. Ведущий мост с оптимальными параметрами составных элементов бортовой передачи	87

Басинюк В.Л. Модифицированные зубчатые передачи с улучшенными виброакустическими характеристиками	91
Руденко С.П. Марчук А.С., О проектировании эвольвентных зубчатых передач с коэффициентом перекрытия большим двух	98
Альгин В.Б., Дробышевская О.В. Оценка динамической нагруженности трансмиссии на стадии концептуального проектирования машины	102
Кузьмин А.В. Кинематика дискретно-волнового механизма.....	106
Молочко В.И. Кинематика шарнирно-рычажных четырехзвенников с ведущим полнооборотным колесом	111
Молочко В.И., Сечко Н.В. Кинематика эксцентриковых механизмов с ведущим цилиндрическим звеном	115
Молочко В.И., Сечко Н.В. Сравнительная кинематика обычных и модифицированных эксцентриковых механизмов с поступательно перемещающимся толкателем	120
Скойбеда А.Т., Баханович А.Г., Баханович И.Г. Прогрессивная технология производства приводных зубчатых ремней повышенной несущей способности и долговечности с износостойким покрытием зубьев	124
Скойбеда А.Т., Баханович А.Г., Баханович И.Г. Совершенствование методики проектного расчета зубчато-ременных передач	126
Скойбеда А.Т., Достанко Г.А., Кривко Г.П., Эльмессауди Д. Исследование влияния разноразмерности шариков на вибрацию подшипников	131
Никончук А.Н., Никончук И.Н., Безмен О.В. Основные принципы теории зацепления шевронных зубчатоременных передач	135
Аверченков В.И., Ивченко В.Н., Рытов М.Ю. Автоматизация проектирования ленточных конвейеров с подвесной лентой на основе параметризации	138
Овсянко В.М. Моделирование изменяемых и неизменяемых шарнирно-стержневых систем с учетом геометрической и физической нелинейностей.....	142
Громыко П.Н., Галюжин Д.С. Исследование причин возникновения вибраций коническо-цилиндрических прецессионных редукторов (КЦПР)	148
Баханович А.Г. Эксплуатационные методы снижения динамической нагруженности зубчато-ременных передач	152
Баханович И.Г. Методы снижения шумоизлучения и виброактивности зубчато-ременных передач	152

Грицкевич В.В. Кинематика нагруженность и долговечность трансмиссий самоходных машин	153
Грицкевич В.В., Айзикович В.М., Болвако И.И., Шарангович А.И. Анализ конструкций и выбор основных параметров двухпоточных гидрообъемных трансмиссий тракторов	155
Захарик Ю.М., Торгонский А.Р., Захарик А.М. Динамическое моделирование трансмиссии автобуса городского типа	159
Левковский Е.Н. О расшифровке параметров зубьев цилиндрических колес	165
Невзорова А.Б. Скойбеда А.Т., Врублевский В.Б. Расчет оптимальных зазоров между валом и подшипниками скольжения самосмазывающимися на основе древесины	169
Калина А.А. Повышение эффективности работы кормоуборочного комплекса	173
Кудин В.В., Кудин М.В. Вопросы динамики статически определимых механизмов при наличии трения	176
Скойбеда А.Т., Комяк И.М., Грамович Д.А., Писарук О.И. Пути повышения эффективности движителей транспортных машин	179
Скойбеда А.Т., Комяк И.М., Грамович Д.А., Егоров Д.А. Колесно-шагающий движитель мобильных машин	182
Попов В.Б., Придухо В.Т. Многокритериальная оптимизация подъемно-навесного устройства универсального энергосредства	187
Пилатов А.Ю., Астахов Э.И. Проектирование ромбического механизма двигателя Стирлинга	192
Кузьмин И.С., Ражиков В.Н. Проектирование электромеханических приводов устройств исполнительной автоматики	195
Скойбеда А.Т., Комяк И.М. Современные тенденции в конструировании тормозных систем самоходных колесных сельскохозяйственных машин	196
Адамович А.Г., Астахов Э.И., Синтез кривошипно-коромыслового механизма двигателя с изменяемой степенью сжатия	203
Глазунова А.А. Некоторые вопросы управления демпфированием в транспортных средствах при транспортировке хрупких объектов.....	207
Комяк И.М., Грамович Д.А., Пилипович С.П. Создание ходовых систем транспортных средств с шагающими колесами	210

Кожух И.М., Грамович Д.А., Рулинский В.В. Методы реализации шагающего способа передвижения в тягово-транспортных средствах	214
---	------------

Секция 3

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ

Яшеричын П.И., Хейфец М.Л., Кухта С.В., Яскевич А.А. Моделирование интенсивных технологических воздействий на конструкционный материал детали	217
Василевич Ю.В., Акимова С.В., Алейникова О.И. Математическое моделирование новых анизотропных материалов	221
Мариев, П.Л. Моисеенко В.И. Внутризеренная и дислокационная неоднородность конструкционной стали	224
Чичко А.Н., Яцкевич Ю.В., Соболев В.Ф., Чичко О.И. Трехмерное компьютерное моделирование напряжений в промышленных деталях	228
Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И., Макаревич Г.В. Механические и трибологические свойства композиционных систем на основе оксидокерамики	230
Белоцерковский М.А., Федаравичус А.В., Басинюк В.Л. Технологические особенности создания опор скольжения и виброизолирующих элементов на основе комбинированных металлополимерных систем	233
Шпорт В.И., Злыгостев А.М., Якимов В.И. Исследование технологических аспектов получения исходного электродного материала для обработки электроэрозионной обработки титановых	237
Старовойтов Э.И., Яровая. А.В. Свободные колебания физически нелинейных неоднородных тел.....	241
Полетаев Г.С., Солдатов Л.И., О задачах механики и уравнениях с неизменной треугольной матрицей и проекторами	244
Астахов Э.И., Кудин В.В., Стаценко А.С., Сидорович В.М., Расчет виброактивности конструкций зданий в зоне воздействия виброактивных машин	249
Богданович П.Н., Ткачук Д.В. Исследование распределения температуры по глубине элементов пары трения стекло-	251
Богинский Л.С., Заболотный О.В., Божко Д.И. Энергосиловые затраты при радиально-изостатическом прессовании порошковых материалов на оправку ..	255

Богинский Л.С., Курневич Г.И., Божко Д.И. Изготовление электронагревателей на основе терморасширенного графита	258
Василевич Е.Ю., Гутько Е.С., Шепелевич В.Г. Структура, свойства и термостабильность сплавов системы алюминий-кобальт, полученных сверхбыстрой закалкой из жидкой фазы	261
Кравчук А.С. Особенности использования принципа Вольтерра в контактных задачах вязкоупругости	263
Журавков М.А., Громько О.А., Громько О.В. О расчете прочности и жесткости слоистых пластин	267
Веремейчик А.И. К решению интегральных уравнений нестационарных задач термоупругости	270
Короткевич В.Г., Жигилий С.В. Теория и технология изготовления высококачественных сферообразных оболочек с равномерной толщиной стенки	273
Миклашевич И. А. Геометрический подход к проектированию материалов с заданными механическими свойствами	276
Петюшик Е.Е., Якубовский А. Ч., Божко Д.В., Дробыш А.А., Гармаза В.А. Влияние вида структурообразующих элементов дискретных материалов на механизм их прессования	280
Протосеня О.Н., Протосеня М.Л., Ларченков Л.В. К вопросу проектирования центробежного рассеивателя сыпучего материала	284
Дубовская Е.М. Технологические особенности измельчения в мельницах валкового типа	287
Хвисевич В.М. Исследование напряженно-деформированного состояния неоднородных осесимметричных тел с помощью теории	290
Дворянчикова А.Б. Проектирование среды для снижения гидравлических потерь	294
Голуб В.М., Голуб М.В. Исследование износостойких покрытий на основе порошков карбида вольфрама и медьсодержащей матричной связки	295
Gromyko O.V., Gromyko A.O. Algorithm of Investigation of Mashine Elements Natural Oscillations	297
Gromyko O.V., Gromyko A.O. Natural Oscillations of Modified Constructions	297
Тариков Г.П., Комраков В.В., Ковалева Н.В. Электромоделирующее устройство для решения пространственных контактных задач	301

Бороздин А.С., Чичко А.Н. Применение метода группировки к решению трехмерной тепловой задачи	304
--	-----

Секция 4

НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРСНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН

Берестнев О.В., Солитерман Ю.Л., Гоман А.М., Дюжев А.А. Нормирование надежности элементов сложных технических систем	307
Берестнев О.В., Солитерман Ю.Л., Гоман А.М. Надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин	312
Сосновский Л.А. О ресурсном проектировании по различным критериям предельного состояния (вопросы методологии)	316
Альгин В.Б. Ресурсная механика машин: становление и перспективы	321
Стрельников В.П. Расчет надежности деталей машин на основе диффузионного распределения	326
Мариев П.Л., Моисеенко В.И., Сидоренко А.Г. Повышение надежности деталей машин путем управления зернограничными эффектами в конструкционных сталях	330
Почтенный Е.К., Капуста П.П. Прогнозирование случайного нагружения и построение нагрузочных блоков	334
Альгин В.Б., Вербицкий А.В., Суровцев А.И. Схемы предельных состояний и расчет ресурса машин	344
Благодарный В.М. Анализ работоспособности элементов механических систем на стадии проектирования.....	348
Сурин В.М. Законы распределения отказов электрорадиоэлементов при испытании на ударную и вибрационную прочность	355
Завистовский В.Э. Физические основы расчета на надежность восстановленных деталей машин	358
Гурченко П.С. Виды преждевременных поломок деталей и методы их предотвращения.....	360
Ракицкий А.А., Малятин В.В. Оценка сопротивления хрупкому разрушению конструкционных сталей	336

Бельский С.Е. Изменение структуры и свойств материалов в процессе эксплуатации тяжело нагруженных деталей машин и технологической оснастки	367
Жмайлик В.А. Комплексные показатели качества по критериям механической прочности и пластичности	369
Богданович А.В. Оценка характеристик сопротивления разрушению силовых систем по критериям трибофатики	373
Кузьмин А.В., Капуста П.П. Распределения сроков службы деталей как функции пределов выносливости с заданной плотностью	378
Бельский С.Е., Царук Ф.Ф., Блохин А.В. Пороговые напряжения – важная характеристика сопротивления усталости конструкционных материалов	380
Грицкевич В.В. Методы и средства проекторочных расчетов трансмиссий самоходных машин	382
Грицкевич В.В. Расчет долговечности подшипников качения планетарных передач с учетом режимов и качества смазки	386
Худолей А.Л., Кузнечик О.О. Расчет многослойных подшипников скольжения с демпфирующим слоем	390
Капуста П.П., Слабко И.А., Махнач В.Г. Моделирование, испытания и прогнозирование ресурса осей автотранспортных средств	391
Кузьмин А.Н., Захарик Ан.М., Захарик Ал.М., Захарик Ю.М. Расчет статической нагруженности балок осей автобуса	398
Гологуш А.А., Захарик Ан.М., Захарик Ал.М., Захарик Ю.М. Прогнозирование реального статического нагружения осей автобуса на этапе проектирования	403
Кавриго И.П., Дюбков В.К., Шостак С.А. Оценка технического состояния невосстанавливаемых систем однократного применения	405
Царук Ф.Ф., Бельский С.Е., Блохин А.В. Высокочастотное сопротивление усталости металлов при нормальных и повышенных температурах	409
Царук Ф.Ф., Бельский С.Е., Соболев В.Р., Блохин А.В. К физической модели влияния частоты механических колебаний на сопротивление усталости материалов	412
Сурус А.И., Бельский С.Е., Дулевич А.Ф. Влияние параметров низкотемпературной карбонитрации на кинетику износа упрочненных поверхностей	414

Орлов С.А. Циклическое деформирование упругопластических тел при нейтронном облучении	416
Павлов А.Н. Прогнозирование ресурса конструкции на этапе анализа проектной документации	419
Павлов А.Н. Экспериментальное и расчетное моделирование многовекторного нагружения несущих конструкций транспортных средств. Нормирование	422
Берестнев Я.О. Программно-методическое обеспечение получения и анализа уточненных спектральных оценок вибраций роторных механизмов	424
Гришкевич И.И., Моисеенко В.И. Повышение долговечности азотируемых зубчатых колес	425
Глазунова А.А., Басинюк В.Л., Калевич А.И. Стендовые испытания динамически нагруженных транспортных контейнеров с повышенной виброзащитой	430
Еловой О.М., Тюрин С.А. Некоторые закономерности повреждения при контактно - механической усталости.....	431
Мардосевич Е.И. Служебные характеристики планетарных зубчатых передач из алюминиевых сплавов с композиционными покрытиями на основе оксидокерамики на рабочих поверхностях трущихся поверхностей	435
Басинюк Я.В. Вибродиагностика зубчатых передач на основе использования информационных технологий	440
Гурьева Л.А. Расчет конической оболочки с кольцевым ребром заданной надежности	450
Комяк И.М. Комплексное решение задачи повышения надежности тормозных систем самоходных сельскохозяйственных машин	453
Список организаций-участников конференции	457

ТОМ 3

Секция 5

ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ МАШИН

Филонов И.П., Курч Л.В. Компьютерное формирование наукоемких технологий, обеспечивающих снижение энергопотребления, себестоимости и трудозатрат	3
Шевченко В.С. Метод построения оптимальных типоразмерных рядов гидравлического оборудования	14
Фролов И.С., Иващенко С.А., Мрочек Ж.А. Повышение работоспособности деталей из немагнитных металлических материалов вакуумно-плазменным упрочнением	17
Кане М.М., Иванов Б.В. Повышение надежности зубофрезерования цилиндрических шестерен червячными фрезами путем оптимизации режимов резания	22
Батрак В.В., Хвисевич В.М., Черноиван Н.В., Якушевич С. Поверхностное плазменное упрочнение деталей машин	26
Завистовский С.Э., Завистовская Т.И., Кириенко А.С. Рационализация конструкции и особенности технологии изготовления оптимального ленточного абразивного инструмента	27
Ракомсин А.П., Гаухштейн И.С., Гурченко П.С., Михлюк А.И. Упрочнение зубчатых колес заднего моста автомобилей объемно-поверхностной закалкой	31
Богданов А.В., Гурченко П.С., Михлюк А.И., Федосенко М.К. Упрочнение деталей при ремонте оборудования на Минском авозаводе	38
Куптель В.Г., Присевок А.Ф. Технологическое обеспечение качества деталей машин из высокопрочных сталей и жаропрочных сплавов при вибрационном точении	43
Кожуро С.Л., Кожуро Л.М. Конструкции магнитных систем станков для магнитно-абразивной обработки	47
Баршай И.Л. Повышение коррозионной стойкости деталей машин совмещенной и комбинированной обработкой иглофрезерованием и ППД	53

Бачанцев А.И., Туромша В.И. Обоснование и назначение режимов резания для процесса токарной обработки	57
Кухта С.В., Хейфец М.Л., Яскевич В.В. Моделирование процесса термоформовки изделий сложной конфигурации	62
Худолей А.Л., Кузнечик О.О., Сосновский А.В. Универсальная система адаптивного управления электротермическими процессами нанесения покрытий	67
Федорцев В.А., Бабук В.В. Повышение качества подготовки рабочих поверхностей деталей для нанесения защитных покрытий	72
Кузьмин А.Н., Захарик Ю.М., Захарик Ан.М. Вывод формулы обобщенной погрешности изготовления и сборки зубчатой передачи для исследования динамики реального механизма	74
Зотина О.В., Подвесовский А.Г. Математическое моделирование выбора параметров зажимного устройства в задачах автоматизации проектирования станочных приспособлений	81
Сухоцкий А.А., Дворянчиков Д.А. Особенности движения заготовки в процессе пневмоцентробежной обработки	86
Подлозный Э.Д., Митюшев В.В. Теплопроводность двухслойной композитной прямоугольной плиты, оплаиваемой движущимся источником тепла, ч.1 ...	89
Подлозный Э.Д., Митюшев В.В. Теплопроводность двухслойной композитной прямоугольной плиты, оплаиваемой движущимся источником тепла, ч.2	94

Секция 6

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Филонов И.П., Курч Л.В. Компьютерное моделирование и управление динамической нагруженностью технологических машин	100
Цветков В.Д. Теория проектирования и интеллектуальный САПР	104
Кузьмин И.С., Ражиков В.Н. Проектирование электромеханических приводов устройств исполнительной автоматики	108

Красневский Л.Г., Белевич А.В., Луцкий В.И., Шестопапов С.И. Техническая реализация модульных технических средств для создания электронных микропроцессорных систем специализированных мобильных машин	109
Выгонный А.Г., Мальев Д.В., Макаревич В.В. Применение ADAMS при оптимизации подвески силового агрегата автомобиля	112
Колешко В.М., Баркалин В.В., Полникова Е.В. “Умные” материалы сенсорных микромеханических систем	116
Колешко В.М., Ковалевский В.В. Иерархическое проектирование топологии интеллектуальных систем	121
Петренко Ю.Н. Математические модели асинхронного электропривода с косвенным векторным управлением	125
Колешко В.М., Ковалевский В.В. Нейрокодирование сенсорной информации	129
Кундас С.П., Тонконогов Б.А., Гишкелюк И.А. Компьютерное моделирование процессов закалки	134
Чичко О.И., Лихоузов С.Г. О компьютерном моделировании течения расплава в трехмерных литейных формах	137
Воронова Н.П., Анохов Д.И. Об управлении некоторыми системами с распределенными параметрами	140
Свирский Д.Н. Система коллективного интеллекта в проектировании компактных производственных систем	142
Свирский Д.Н. CALS – технология в организации и управлении компактным производством	145
Седенков В.М. Теория и технология эволюционного проектирования систем	149
Сергеев А.В. Вибродиагностическая экспертная система на основе нечетных нейросетевых модулей	153
Karpovich S., Semenyako F. Modeling of hydraulic machine unit with non-holonomic constraints	156
Межинский Ю.С., Карпович С.Е. Автоматическая установка для лазерного формирования 2D-3D объектов в прозрачных диэлектриках	160
Попов В.Б., Придухо В.Т. Многокритериальная оптимизация ПНУ универсального энергосредства	163

Капуста П.П., Вихренко Д.В. Конечноеэлементное моделирование, оценка нагруженности и определение рациональных конструкций рам автомобильных полуприцепов	167
Калина А.А. Изучение работы питающего аппарата кормоуборочного комбайна и его привода с использованием пакета "ADAMS"	177
Шмелев А.В., Ракицкий А.А. Компьютерное моделирование рессор грузового автомобиля	180
Трубашевский Д.С. Моделирование поверхностей: революция в дизайне для автотранспортной промышленности	183
Айрапетов Э.Л., Шарипов Т.А., Сейдахмет А.Ж., Беков Д.А., Шарипов С.Т. Исследование процесса моделирования динамических систем прикладной программой «ADIS-1.2»	187
Хитько В.И., Колешко В.М., Сергейченко А.В., Таратын И.А. Проектирование полупроводникового акселерометра для микросистем	190
Петренко Ю.Н., Симонович А.В. Минимизация потерь в асинхронном электроприводе с векторным управлением	193
Пекарчик С.Е. Создание параметрических чертежей в T-Flex CAD	198

Секция 7

ЭКОНОМИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

Сачко Н.С. Об оценке экономической эффективности новой машины на стадии проектирования	202
Гаухштейн И.С., Корсаков В.В., Выгонный А.Г., Яковский Я.Д. Экономические аспекты и оценка эффективности применения компьютерных технологий в проектировании автомобильной техники "МАЗ"	205
Ридецкая И.Н. Задачи технико-экономического анализа нововведений	211
Плясунков А.В. Использование экономических критериев при разработке новых изделий	215
Антипенко Д.Г. Маркетинговые аспекты планирования технико-эксплуатационных свойств и продажной цены машиностроительной продукции на стадии проектирования	218

Воронова Н.П. Исследование математических моделей в экономике методами теории управления	222
Гринцевич Л.В. Экономические методы повышения качества продукции и стимулирования рационального использования производственных ресурсов	223
Гронская Л.С. Вопросы оценки остаточной стоимости активной части основных фондов предприятия	226
Торская И.В. Учет конкурентного фактора при обосновании цен на выпускаемую и проектируемую машиностроительную продукцию	230
Суц С.Д. Затраты на проектирование нового изделия в системе управления оборотными средствами предприятия.....	233

Секция 8

ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО ОБРАЗОВАНИЯ

Ивашенко С.А., Молочко В.И., Радченко А.К. Исторические аспекты, современное состояние и перспективы развития инженерно-педагогического образования в Республике Беларусь	238
Старжинский В.П., Емельянова Т.А. К проблеме фундаментализации инженерного образования	241
Сапелкин Е.П. Проблемы и перспективы формирования единого образовательного и информационного пространства стран СНГ	244
Сосновский Л.А. К общей методологии технического образования, или жизнь как способ накопления повреждений	250
Микулик Н.А. О содержании математического образования в высшей школе	260
Завистовский С.Э. Особенности эффективного использования взаимосвязи “человек-машина-орудие труда” в теории и практике технологического образования	263
Бердышев А.В. Инверсия в разработке программ технического образования	265
Баранова А.С., Витушко Н.И., Войтович С.Н. Использование современных образовательных технологий в процессе подготовки педагогов	268

Ражнова А.В. Диагностика исходного уровня знаний о профессии педагога студентов первого курса инженерно-педагогической специальности	271
Самсонов А.В., Черновец В.И. Залог эффективной адаптации студентов – продолжительная педагогическая практика	274
Андипорович П.П., Акулич В.К. Компьютерные технологии обучения теории механизмов и машин	278
Андипорович П.П., Акулич В.К. О программе курса “Теория механизмов, машин и манипуляторов”	280
Андипорович П.П., Алейникова О.И., Булгак Т.И., Луцко Н.Я. Электронный учебник – основа методического обеспечения преподавания общетехнических дисциплин	286
Скойбеда А.Т., Капуста П.П. Разработка проекта типовой программы по курсу “Прикладная механика” для немеханических специальностей ВТУЗов	289
Журавков М.А., Громько О.В. Особенности организации курса "Компьютерная механика" в Белорусском Государственном Университете	301
Завистовский В.Э., Якубовская С.В. Элементы проектирования в курсах “Прикладная механика” и “Техническая механика”	304
Давидович И.Ю., Пилипенко А.Е., Сеница Е.Ю., Луциш И.В. Применение информационных технологий в дисциплинах “Прикладная механика” и “Детали машин”	306
Шабека Л.С., Сторожилов А.И., Сиссе К. Трехмерное компьютерное моделирование в графической подготовке инженеров	309
Беженарь Ю.П. Внедрение новых информационных технологий как основное направление формирования системы опережающего образования	313
Горбацевич А.Ф., Дирвук Е.П., Филипенко О.А. Разработка и оформление иллюстративно-дидактического материала на примере инструментальных наладок станков с ЧПУ	315
Василенко Е.А. Графическая подготовка школьников в системе технического образования	319
Андрончик О.С. Роль преемственности ценностных ориентаций учащихся, обучающихся в средних специальных заведениях	322
Мушинский Н.И. Проблемы преподавания этики в техническом университете	323

Дирвук Е.П. Культурологический подход к профессионально-педагогической подготовке инженера-педагога	326
Сидорович В.Б. Развитие социально-перцептивных способностей будущих инженеров	331
Попов А.И. Моделирование процесса подготовки инженера-механика к профессиональной деятельности в условиях олимпиадного движения	334
Тригубкин В.А. Формирование организаторских и управленческих умений у специалистов средних специальных учебных заведений	339
Терлюкевич И.И., Мушинский Н.И. Преподавание риторики и логики в техническом университете	343
Гриневич Е.А. Видеосопровождение процесса подготовки куратора технического учебного заведения	346
Гриневич Е.А. Применение инновационных технологий как критерий профессиональной адаптации	348
Захарик Ю.М., Захарик Ан.М., Торгонский А.Р., Захарик Ал.М. Применение автоматизированного расчета геометрических параметров зубчатых колес в учебном процессе	352
Список организаций-участников конференции	355

Научное издание

**СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН
РАСЧЕТ, КОНСТРУИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ**

Выпуск 1

В 3-х томах

Том 2

Под общей редакцией академика НАН Беларуси П.А. Витязя

Ответственный за выпуск П.П. Капуста

Подписано в печать 5.12.02. Формат 60×84/8.
Бумага Сору Рарег. Гарнитура Таймс. Уч. изд. л. 53,2 .
Усл. печ. л. 55,4. Тираж 250 экз. Заказ № 1227

Издательство УП «Технопринт», ЛВ № 380 от 29.04.1999
Отпечатано на УП «Технопринт», ЛП № 203 от 26.01.1998
220027, Минск, пр-т Ф. Скорины, 65, корп. 14, оф. 215, тел. 231-86-93