

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

МАШИНОСТРОЕНИЕ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ
СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

MASHINOSTROENIE

THE REPUBLICAN INTERDEPARTMENTAL
COLLECTION OF THE SCIENTIFIC WORKS PROCEEDINGS

Выпуск 33

Минск
БНТУ
2021

УДК 621.002 (082)
ББК 34.4
М 38

Сборник основан в 1976 году

Редакционная коллегия:

В. К. Шелег (гл. редактор), *Л. М. Акулович*, *В. Л. Басинюк*,
А. Г. Баханович, *М. А. Белоцерковский*, *К. Е. Белявин*,
Ю. В. Василевич (зам. гл. редактора), *О. Г. Девойно*, *М. А. Журавков*,
И. В. Качанов, *В. В. Клубович*, *А. П. Ласковнев*, *М. И. Михайлов*,
Г. И. Михалев, *С. Н. Поддубко*, *Н. Н. Попок*, *А. И. Сафонов*, *Ю. В. Синькевич*,
А. Т. Скойбеда, *В. Л. Соломахо*, *В. А. Томило*, *С. В. Харитончик*,
М. Л. Хейфец, *О. К. Яцкевич* (отв. секретарь)

В сборнике представлены результаты исследований различных процессов механической обработки деталей и технологии их изготовления. Изложены новые принципы проектирования некоторых инструментов, станков и другого технологического оборудования. Приведены результаты работ по электрофизическим и электрохимическим способам обработки материалов. Представлены некоторые направления развития механики структур и материалов. Рассмотрены проблемы динамики и прочности машин. Изложены актуальные вопросы экономики машиностроительного производства.

Содержание

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ	5
Григорчик А.Н., Белоцерковский М.А., Астрашаб Е.В., Казначеева Д.А. ВЛИЯНИЕ ОТЖИГА НА СТРУКТУРНО-ФАЗОВОЕ СОСТОЯНИЕ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ К КОРРОЗИИ ГАЗОТЕРМИЧЕСКОГО ПОКРЫТИЯ ИЗ ЖЕЛЕЗО-АЛЮМИНИЕВОГО ПСЕВДОСПЛАВА	5
Гурвич Ю.А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ В ТЕОРИИ НЕГОЛОНОМНОГО КАЧЕНИЯ УПРУГОЙ ШИНЫ. Часть I. ... частотными экспериментами метода параметрической идентификации.....	12
Гурвич Ю.А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ В ТЕОРИИ НЕГОЛОНОМНОГО КАЧЕНИЯ УПРУГОЙ ШИНЫ. Часть II. ... теоретическими наработками метода параметрической идентификации.....	22
Данилов А.А. СИНТЕЗ РАЦИОНАЛЬНЫХ СХЕМ ОБРАБОТКИ ПРОФИЛЬНЫХ МОМЕНТОПЕРЕДАЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ.....	29
Данилов В.А., Селицкий А.Н. СТАНОЧНОЕ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ РОТАЦИОННОГО ТОЧЕНИЯ СИНУСОИДАЛЬНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ.....	37
Кане М.М., Загорская Н.Б. АНАЛИЗ СИСТЕМЫ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОЧНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ШЕСТЕРЁН ПОСЛЕ ИХ ЗУБОФРЕЗЕРОВАНИЯ ЧЕРВЯЧНЫМИ ФРЕЗАМИ.....	44
Леванцевич М.А., Соколов И.О., Ванюк Э.А. ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ ГАЗОМЕТРИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ, МОДИФИЦИРОВАННЫХ НАНОУГЛЕРОДАМИ НА ОСНОВЕ ФУЛЛЕРЕНОВОЙ ЧЕРНИ.....	50
Синькевич Ю.В. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОЧНОСТИ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОБРАБОТКИ ПРИ ЭЛЕКТРОИМПУЛЬСНОМ ПОЛИРОВАНИИ	55
Соломахо В.Л., Цитович Б.В. ПРИМЕНЕНИЕ КОНКУРИРУЮЩИХ СТАНДАРТОВ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ, ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ	61
Фролов И.С., Иващенко С.А., Фролов Ю.И. ИССЛЕДОВАНИЕ МАГНИТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАЛЕЙ ПОСЛЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ И УПРОЧНЯЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ	71
Шелег В.К., Ялович А.П., Белоцерковский М.А., Кравчук М.А. РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ВОССТАНОВЛЕНИЯ ШТОКОВ СИЛОВЫХ ГИДРОЦИЛИНДРОВ	76

МАШИНОВЕДЕНИЕ, СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ И ДЕТАЛИ МАШИН.....	84
Авсиевич А.М., Кудин В.В., Кругликов А.А., Шашко А.Е., Лапко О.П. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВИРТУАЛЬНОГО ВИБРАЦИОННОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ СТАНОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	84
Белоцерковский М.А., Таран И.И., Грищенко А.О., Александрова В.С. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ КОМПОЗИЦИОННЫХ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ.....	90
Капуста П.П. ПРОЕКТНЫЕ ФУНКЦИИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ ПРИ РЕГУЛЯРНОМ И НЕРЕГУЛЯРНОМ НАГРУЖЕНИИ	95
Капуста П.П., Капуста П.П. – мл. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ ВАЛОВ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ: ДЕТЕРМИНИРОВАННЫЙ ПОДХОД	101
Капуста П.П., Лебедев О.Н., Дидух М.П., Шинкевич В.С., Грихно А.А. ПРОЕКТНАЯ ОЦЕНКА КОНСТРУКЦИИ РАМЫ НА СТАДИИ ЭСКИЗНОЙ КОМПАНОВКИ ЧЕТЫРЁХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ- САМОСВЛА	106
МЕХАНИКА ДЕФОРМИРУЕМОГО ТВЁРДОГО ТЕЛА.....	128
Василевич Ю.В., Остриков О.М. ВЫПОЛНЕНИЕ УСЛОВИЯ РАВНОВЕСИЯ ТВЕРДОГО ТЕЛА С НЕТОНКИМ ОСТАТОЧНЫМ КЛИНОВИДНЫМ ДВОЙНИКОМ В СЛУЧАЕ ПЛОСКОДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ	128
Колесников Л.А. ВЛИЯНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПРИЛОЖЕНИЯ НАГРУЗКИ НА ЖЕСТКОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ НАПРАВЛЯЮЩИХ КАЧЕНИЯ	134
Остриков В.О., Остриков О.М. СТАТИКА И ДИНАМИКА ГРАНИЦЫ РАЗДЕЛА АУСТЕНИТ/МАРТЕНСИТ В НАГРУЖЕННОМ ПРИЗМАТИЧЕСКОМ МОНОКРИСТАЛЛЕ С ЭФФЕКТОМ ПАМЯТИ ФОРМЫ, НАХОДЯЩЕМСЯ В ЖЕСТКОЙ ЗАДЕЛКЕ.....	139
Остриков О.М. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ КРИТЕРИИ МЕХАНИЧЕСКОГО ДВОЙНИКОВАНИЯ.....	147
REFERATS.....	156

УДК 621.723

Григорчик А.Н., Белоцерковский М.А., Астрашаб Е.В., Казначеева Д.А.

ВЛИЯНИЕ ОТЖИГА НА СТРУКТУРНО-ФАЗОВОЕ СОСТОЯНИЕ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ К КОРРОЗИИ ГАЗОТЕРМИЧЕСКОГО ПОКРЫТИЯ ИЗ ЖЕЛЕЗО-АЛЮМИНИЕВОГО ПСЕВДОСПЛАВА

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,

Минск, Беларусь

Исследовано структурно-фазовое состояние, трибомеханические свойства, а также коррозионная стойкость газотермических покрытий из стали 08Г2С, Fe-Al псевдосплава, а также псевдосплава, подвергнутого термической обработке. Установлено, что износостойкость покрытия из Fe-Al псевдосплава в 3,6 раза выше, чем износостойкость покрытия из стали 08Г2С. Показано, что в результате термической обработки Fe-Al псевдосплава в нем выделяются интерметаллидные фазы Al_3Fe_2 и $AlFe_3$, обеспечивающие повышение износостойкости покрытия в 2,7 раз в условиях сухого трения и в 1,35 раз при трении в смазочном материале, по сравнению с исходным состоянием. Установлено, что скорость коррозии газотермического покрытия из Fe-Al псевдосплава в 4,5 раза ниже скорости коррозионного растворения покрытия из стали 08Г2С.

Ключевые слова: высокоскоростная металлизация, псевдосплав, термическая обработка, интерметаллиды, структура, фазовый состав, износостойкость, коррозионная стойкость.

Введение. Композиционные покрытия, напыленные методом высокоскоростной металлизации, обладают характерными особенностями по сравнению с покрытиями, напыленными с использованием одного сплава, а также монолитными материалами. В работах [1–6] показано, что покрытия из псевдосплавов могут содержать пониженное количество оксидов, метастабильного аустенита, а также обладают повышенной износостойкостью в условиях граничного трения по сравнению с покрытиями из одной стали. Однако композиционные покрытия уступают по прочностным свойствам монолитным материалам. Вместе с тем, сочетание материалов на стальной основе и цветных сплавов в напыляемых псевдосплавах значительно расширяет возможности повышения их прочностных и трибомеханических свойств за счет выделения в них твердых интерметаллидных фаз при дополнительной термической обработке. Систематические данные по структуре и свойствам покрытий из псевдосплавов, подвергнутых отжигу, в настоящее время отсутствуют.

В связи с этим, целью работы являлось исследование влияния различных режимов отжига покрытия из железо-алюминиевого псевдосплава, полученного методом высокоскоростного распыления проволок 08Г2С и АК12, на структурно-фазовый состав, триботехнические свойства и устойчивость покрытия к коррозии.

Изготовление образцов и методики исследований. Напыление газотермического покрытия из Fe-Al псевдосплава выполнялось методом высокоскоростной металлиза-

ции с использованием установки АДМ-10 [2, 7]. Диаметр напыляемых стальной и алюминиевой проволок составлял 2 мм. Химический состав напыленного псевдосплава и исходных проволок представлен в таблице 1. С целью сравнения структуры и свойств напыленного псевдосплава со стандартным стальным покрытием проводилось напыление покрытия из стали 08Г2С.

Таблица 1 – Химический состав исходных стальной и алюминиевой проволок, а также Fe-Al псевдосплава, полученного методом высокоскоростного распыления

Материал	Содержание элемента, масс. %								
	Al	Si	S	Cr	Mn	V	Cu	Fe	Примеси
08Г2С	–	0,76	0,04	0,10	2,01	–	0,11	Основа	–
АК12	Основа	11,60	–	–	0,54	–	0,60	1,37	до 2,7
псевдосплав Fe-Al (08Г2С+АК12)	33,61	4,12	0,01	0,02	0,86	0,01	0,06	Основа	–

Напыление газотермических покрытий проводилось на подложку (70×70×5 мм) из стали 20. Толщина покрытий составляла ≈ 1,2–1,5 мм. Исследование структурно-фазового состава и триботехнических свойств проводилось на вырезанных образцах с размерами 8×6×5 мм.

Термическая обработка образцов покрытий из псевдосплава проводилась в камерной печи со стационарным подом SNOL 7.2/1100. Температура нагрева составляла 510, 530 и 550 °С. Время выдержки 1 час, охлаждение проводилось на воздухе.

Исследование фазового состава покрытий осуществлялось на дифрактометре ДРОН-3.0 в монохроматизированном кобальтовом (CoK_{α}) излучении при напряжении 28 кВ и анодном токе 14 мА. Расшифровка рентгенограмм осуществлялось с использованием программного обеспечения Crystallographica Search-Match с картотекой PDF-2. Металлографические исследования проводились на оптическом микроскопе АЛЬТА-МИ МЕТ 1МТ с использованием программного обеспечения AltamiStudio 3.3. Пробо-подготовка осуществлялась на шлифовально-полировальной станции Tegamin-25.

Сравнительные триботехнические испытания проводились в режиме сухого и граничного трения. Испытания проводились по схеме возвратно-поступательного движения призматического образца (8×6×5 мм) по пластинчатому контртелу при средней скорости взаимного перемещения ≈ 0,1 м/с. В качестве контртела использовалась пластина (90×30×3 мм), изготовленная из закаленной углеродистой стали У8, с твердостью 700 HV 10. Номинальная удельная нагрузка испытаний P в условиях сухого трения составляла 1,5 МПа, а при трении в смазочном материале (И-20) составляла 10 МПа. Путь трения L составлял приблизительно 1200 м, с промежуточными замерами массового и линейного износа.

Для испытаний коррозионной стойкости покрытий изготавливались образцы размерами 10×10×5 мм. Образцы предварительно шлифовались на наждачной бумаге с зернистостью 14–20 мкм. В качестве коррозионной среды использовался 10 %-й водный раствор NaCl. Через определенные промежутки времени образцы извлекались из раствора, высушивались и проводилось их взвешивание.

Результаты исследований и их обсуждение. При высокоскоростной металлизации Fe-Al псевдосплава формируется покрытие, содержащее чередующиеся слои стальных и алюминиевых частиц (рис. 1, а). Пористость данного покрытия не превышает ≈ 3 об. %. Отжиг покрытий из Fe-Al псевдосплава при 510, 530 и 550 °С в течение

1 часа приводит к повышению их пористости до ≈ 5 , 12 и 17 об. %, соответственно (рис. 1, таблица 2).

В табл. 2 представлены результаты рентгеноструктурного анализа газотермических покрытия 08Г2С, Fe-Al псевдосплава, а также покрытий из псевдосплава после отжига. Из таблицы 2 можно видеть, что покрытие из стали 08Г2С состоит из α -Fe, а также оксидов железа FeO, Fe₃O₄ (≈ 25 об. %). Покрытие из Fe-Al псевдосплава включает в себя α -Fe, Al и небольшое количество оксидов Al₂O₃ и Fe₃O₄.

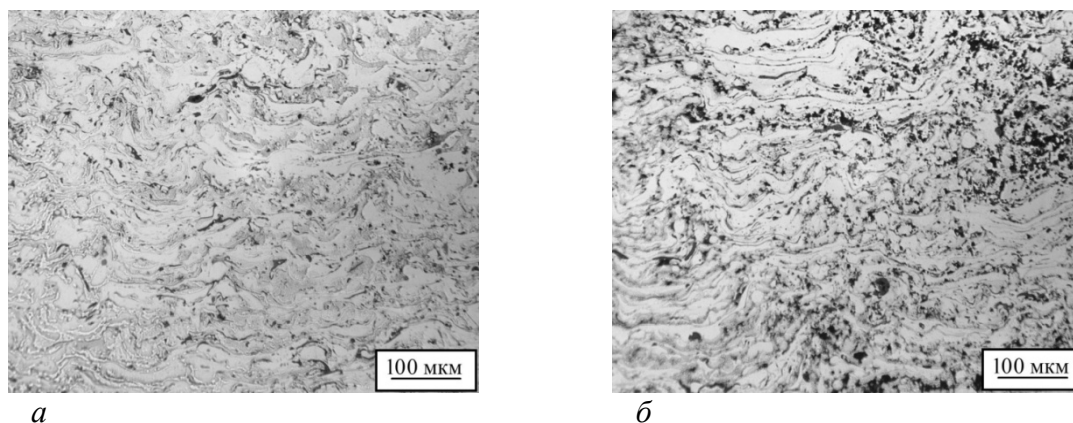


Рис. 1. Характерные микроструктуры напыленного покрытия из Fe-Al псевдосплава («08Г2С+АК12»):
a – в исходном состоянии; *б* – после отжига при 530 °С (1 час)

Низкое содержание оксидов железа в псевдосплаве связано с предотвращением окисления частиц железа за счет их обволакивания легкоплавким алюминием в процессе металлизации, а также с восстановлением оксидов железа алюминием. В результате этого, распыляемые частицы стали 08Г2С при охлаждении в полете практически не контактируют с кислородом воздуха, и, как следствие, в покрытиях регистрируется пониженное количество оксидов железа. При этом образование тонкой пленки оксида Al₂O₃ на поверхности расплавленных алюминиевых частиц также защищает их от окисления.

Таблица 2 – Фазовый состав газотермических покрытий из стали 08Г2С и Fe-Al псевдосплава после отжига при различных температурах

Материала газотермического покрытия и вид его обработки	Фазовый состав	Пористость, об. %
08Г2С	α -Fe, FeO, Fe ₃ O ₄	2–3
08Г2С+АК12	α -Fe, Al, Al ₂ O ₃ , Fe ₃ O ₄	2–3
08Г2С+АК12,ТО при 510 °С	α -Fe, Al, Al ₅ Fe ₂ , AlFe ₃ , Al ₂ O ₃ , FeO, Fe ₃ O ₄	3–5
08Г2С+АК12,ТО при 530 °С	α -Fe, Al, Al ₅ Fe ₂ , AlFe ₃ , Al ₂ O ₃ , FeO, Fe ₃ O ₄	10–12
08Г2С+АК12,ТО при 550 °С	α -Fe, Al ₅ Fe ₂ , AlFe ₃ , Al ₂ O ₃ , FeO, Fe ₃ O ₄	14–17

В результате отжига псевдосплавов в покрытиях уменьшается количество Al, выделяются интерметаллидные фазы Al₅Fe₂ и AlFe₃, а также, повышается пористость покрытий (табл. 2). Увеличение пористости при отжиге покрытий обусловлено реализацией эффектов Френкеля и Киркендалла [8, 9]. Они заключаются в том, что при отжиге двух разнородных сваренных материалов происходит диффузия атомов более активного материала (в нашем случае – алюминия) по вакансионному механизму, при этом, вакансии перемещаются в направлении обратном потоку диффундирующих атомов алюминия.

В результате этого, происходит смещение границы раздела двух материалов, образование интерметаллидных слоев, а также формирование диффузионной пористости [8, 9].

Твердость и микротвердость газотермических покрытий из стали 08Г2С, Fe-Al псевдосплава, а также псевдосплава после термической обработки представлена в табл. 3.

Из представленных в таблице 3 данных можно видеть, что микротвердость стальных прослоек термообработанных покрытий из Fe-Al псевдосплава выше, чем стальных прослоек покрытия из стали 08Г2С (таблица 3). Повышенные значения микротвердости стальных прослоек термообработанных покрытий из Fe-Al псевдосплава обусловлены образованием интерметаллидных фаз Al_5Fe_2 и $AlFe_3$ (таблица 2, рис. 2). В то же время отжиг покрытия при 510–550 °С не приводит к существенному увеличению его макротвердости (185, 180 и 175 HV 30) (таблица 3). Незначительное изменение значений макротвердости покрытий из псевдосплава Fe-Al, подвергнутого термической обработке, связано с повышением пористости покрытий, что в свою очередь снижает эффект от упрочнения покрытий за счет выделения в них интерметаллидных фаз (таблица 2).

Таблица 3 – Твердость и микротвердость газотермических покрытий из стали 08Г2С и Fe-Al псевдосплава

Материал	Микротвердость стальных прослоек покрытий, HV 0,025	Твердость покрытий, HV 30
08Г2С	270	270
08Г2С+АК12	270	180
08Г2С+АК12, ТО при 510 °С	320	185
08Г2С+АК12, ТО при 530 °С	340	180
08Г2С+АК12, ТО при 550 °С	380	175

Результаты триботехнических испытаний в условиях сухого и граничного трения газотермических покрытий из стали 08Г2С, Fe-Al псевдосплава, а также псевдосплава после отжига представлены на рисунке 2 и в таблице 4.

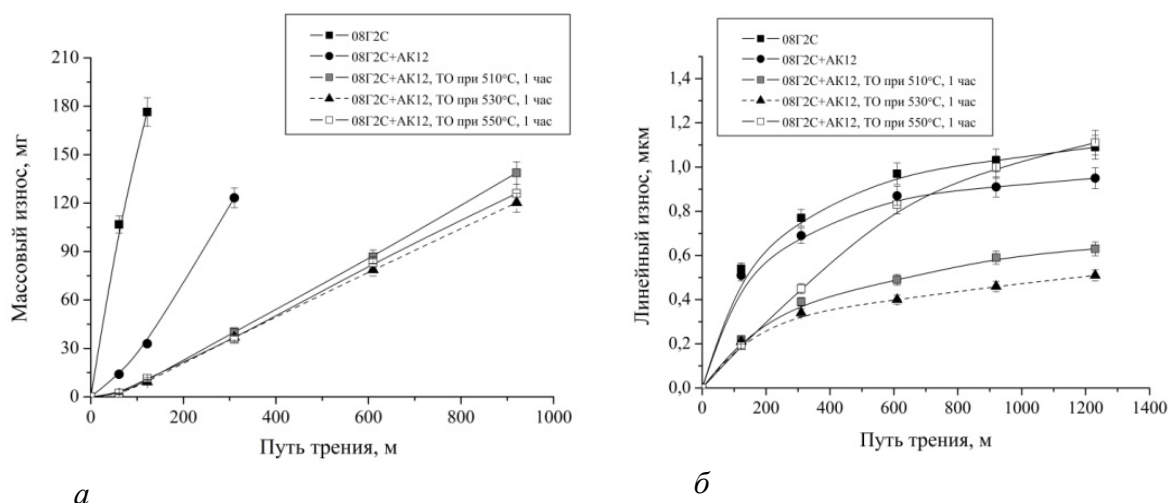


Рис. 2. Зависимости массового и линейного износа от пути трения для газотермических покрытий из псевдосплавов в исходном состоянии и после термической обработки: а – в условиях сухого трения; б – граничного трения

Из результатов триботехнических испытаний в условиях сухого трения можно видеть, что, несмотря на более высокую твердость покрытия из стали 08Г2С по сравне-

нию с покрытием из Fe-Al псевдосплава, последнее имеет интенсивность изнашивания в 3,6 раза более низкую по сравнению со стальным покрытием.

Повышенная износостойкость покрытия из псевдосплава обусловлена пониженным содержанием в нем оксидов железа Fe_3O_4 , что обеспечивает повышение прочности сцепления между частицами покрытия и приводит к уменьшению скорости зарождения и распространения микротрещин в процессе фрикционного взаимодействия. При этом, регистрируется увеличение коэффициента сухого трения покрытия из псевдосплава, что также указывает на возрастание удельной работы его изнашивания.

Таблица 4 – Интенсивности массового и линейного изнашивания, а также коэффициенты трения газотермических покрытий из Fe-Al псевдосплава в исходном состоянии и после термической обработки при различных температурах в течение 1 часа

Материал	Интенсивность массового изнашивания в условия сухого трения $I_q, \times 10^{-3}$ мг/м	Коэффициент трения в условиях сухого трения, f	Интенсивность линейного изнашивания в условиях граничного трения $I_h, \times 10^{-10}$ (без учета пути трения приработки ≈ 100 м)
08Г2С	1450	0,55	5,10
08Г2С+АК12	400	0,60	4,10
08Г2С+АК12, ТО при 510 °С	150	0,70	3,85
08Г2С+АК12, ТО при 530 °С	130	0,70	3,05
08Г2С+АК12, ТО при 550 °С	135	0,75	8,60

Термическая обработка покрытия из Fe-Al псевдосплава при 510 °С в течение 1 часа приводит к существенному возрастанию износостойкости покрытия при сухом трении (таблица 4, рис. 2). Повышение износостойкости псевдосплава после отжига в условиях сухого трения связано с повышением прочностных свойств покрытия за счет выделения интерметаллидных фаз Al_5Fe_2 и $AlFe_3$, как на границах между стальными и алюминиевыми прослойками, так и в легированной алюминием стали.

Повышение температуры отжига псевдосплава до 530, 550 °С приводит к дальнейшему повышению износостойкости покрытия. Возрастание износостойкости покрытий после термической обработки при температурах 530 °С и 550 °С по сравнению с покрытием обработанным при 510 °С связано с увеличением в них количества интерметаллидных фаз Al_5Fe_2 и $AlFe_3$ (рис. 2, таблица 2, 4).

Результаты триботехнических испытаний в условиях трения в смазочном материале И-20 показывают, что износостойкость Fe-Al псевдосплава в 1,25 раза превышает износостойкость покрытия из стали 08Г2С. Повышение износостойкости псевдосплава связано с пониженным содержанием в нем оксидов железа FeO и Fe_3O_4 , а также с реализацией принципа Шарпи при трении псевдосплава в смазочном материале.

Термическая обработка покрытий из Fe-Al псевдосплава при 510 °С и 530 °С в течение 1 часа приводит к дальнейшему возрастанию износостойкости при трении в смазочном материале И-20. В частности, интенсивность линейного изнашивания покрытия

из псевдосплава после термической обработки при 530 °С составляет $3,05 \cdot 10^{-10}$, что в 1,35 раза ниже по сравнению с покрытием из Fe-Al псевдосплава и в 1,65 раз ниже по сравнению с покрытием из стали 08Г2С (таблица 4, рис. 2). Возрастание износостойкости после термической обработки покрытий из псевдосплава при 510 °С и 530 °С связано с упрочнением покрытий за счет выделения в них интерметаллидных фаз Al_5Fe_2 и $AlFe_3$. Необходимо отметить, что дальнейшее увеличение температуры обработки покрытия из Fe-Al псевдосплава до 550 °С приводит к существенному снижению износостойкости покрытия. Указанное снижение износостойкости, по нашему мнению, связано с ускоренным развитием микротрещин в покрытиях с повышенной пористостью (14–17 об. %) в процессе фрикционного взаимодействия. Кроме того, при трении данного покрытия в смазочном материале, последний проникает в поры покрытия и при дальнейших испытаниях в условиях высоких контактных давлений расклинивает несплошности, что способствует выкрашиванию частиц покрытия и его разрушению.

На рис. 3 и в таблице 5 приведены результаты испытаний покрытий на коррозионную стойкость (зависимость удельной потери массы от времени и средняя скорость коррозии материала покрытия, соответственно).

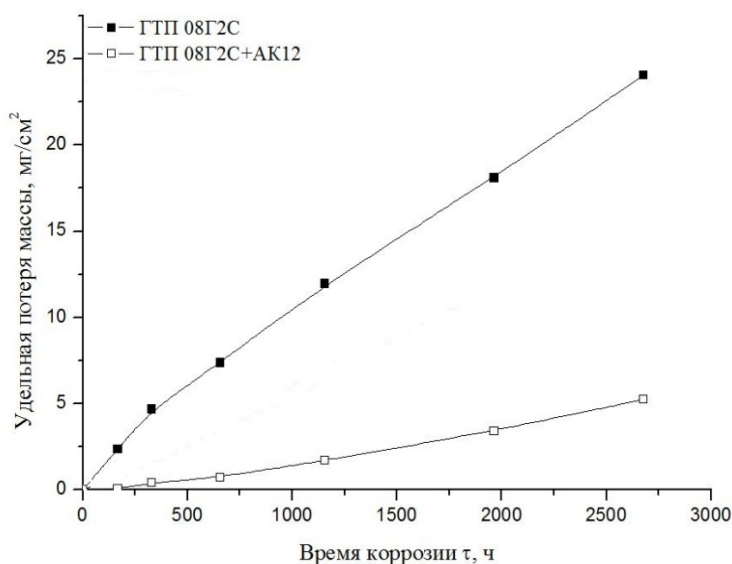


Рис. 3. Зависимость удельной потери массы от времени коррозии

Таблица 5 – Средняя скорость коррозии материалов газотермического покрытия

Материал газотермических покрытий	Средняя условная скорость коррозии, $\times 10^{-3}$ мг/см ² ·ч
08Г2С	9,0
08Г2С+АК12	2,0

На основании результатов, приведенных на рис. 3 и в таблице 5, можно сделать вывод, что наибольшей коррозионной стойкостью обладает газотермическое покрытие из Fe-Al псевдосплава. Увеличение сопротивления коррозионному растворению покрытия из псевдосплава можно связать с наличием алюминия в составе данного покрытия, а также с пониженным содержанием в нем оксидов Fe_3O_4 . Таким образом, можно сделать заключение, что покрытие из Fe-Al псевдосплава обладает скоростью коррозии в 4,5 раза более низкой по сравнению с покрытием из стали 08Г2С.

Заключение. Исследовано структурно-фазовое состояние и трибомеханические свойства напыленных методом высокоскоростной металлизации покрытий из Fe-Al псевдосплава в исходном состоянии, а также после термической обработки при 510 °С, 530 °С и 550 °С в течение 1 часа.

Установлено, что покрытие из Fe-Al псевдосплава содержит пониженное количество оксидов железа, что способствует повышению прочностных свойств и износостойкости в условиях сухого трения по сравнению с покрытием из стали 08Г2С. Показано, что интенсивность массового изнашивания покрытия из Fe-Al псевдосплава в 3,6 раза ниже, чем у стального покрытия из 08Г2С. Установлено, что термическая обработка покрытия из Fe-Al псевдосплава при 510 °С, 530 °С и 550 °С обеспечивает выделение в них интерметаллидных фаз Al_5Fe_2 и $AlFe_3$, что приводит к увеличению износостойкости покрытия в условиях сухого трения до 2,7 раз по сравнению с необработанным состоянием. Термическая обработка Fe-Al покрытия при 530 °С приводит к возрастанию его износостойкости в условиях граничного трения в 1,35 раза по сравнению с исходным состоянием и в 1,7 раза по сравнению с покрытием из стали 08Г2С.

Установлено, что скорость коррозии покрытия из Fe-Al псевдосплава в 4,5 раза ниже скорости коррозионного растворения покрытия из стали 08Г2С.

ЛИТЕРАТУРА

1. Влияние ионно-лучевого азотирования на структурно-фазовое состояние и триботехнические свойства экономичных газотермических покрытий из проволочных сталей различных классов / В. А. Кукареко, М.А. Белоцерковский, А. В. Белый, А. Н. Григорчик // Трение и износ. – 2013 (34). – № 6. – С. 621–627.
2. Белоцерковский, М. А. Технологии активированного газопламенного напыления антифрикционных покрытий. – Минск.: УП «Технопринт», 2004. – 200 с.
3. Белоцерковский, М. А. Активированное газопламенное и электродуговое напыление покрытий проволочными материалами / М.А. Белоцерковский, А.С. Прядко // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2006. – № 12 – С. 17–23.
4. Износостойкость гиперзвуковых газотермических покрытий из сталей различных классов, подвергнутых ионно-плазменному азотированию / А. Н. Григорчик, В. А. Кукареко, М.А. Белоцерковский // Вестник Белорусского государственного университета транспорта. – 2016. – № 1. – С. 308–311.
5. Структурно-фазовое состояние и износостойкость в условиях граничного трения обработанных ионами азота газотермических покрытий из сталей различных классов / В. А. Кукареко, А. В. Белый, М. А. Белоцерковский, А. Н. Григорчик // Трение и износ. – 2015 (36). – № 6. – С. 661–670.
6. Исследования структуры и свойств плазменных покрытий на основе Fe-Al / И. А. Селиверстов, Г. Н. Троцан, И. В. Смирнов, С.Р. Селиверстова // Научный вестник Херсонской государственной морской академии. – 2014. – № 1 (10). – С. 249–254.
7. Витязь, П. А. Замена гальванического хромирования на технологию гиперзвуковой металлизации при ремонте деталей узлов трения скольжения / П.А. Витязь, М.А. Белоцерковский, А. И. Камко, А. С. Прядко // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2010. – №10. – С. 2–5.
8. Криштал, М.А. Механизм диффузии в железных сплавах / М.А. Криштал. – М.:Металлургия, 1972. – 400 с.
9. Бокштейн, Б. С. Диффузия в металлах / С. Б. Бокштейн. – М: Metallurgia, 1978. – 248 с.

Поступила 21.05.2020

Гурвич Ю.А.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ В ТЕОРИИ НЕГОЛОНОМНОГО
КАЧЕНИЯ УПРУГОЙ ШИНЫ****ЧАСТЬ I. ... ЧАСТОТНЫМИ ЭКСПЕРИМЕНТАМИ МЕТОДА
ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ***Белорусская государственная академия авиации**Минск, Беларусь*

В двух статьях – части I и II впервые описывается метод параметрической идентификации процесса качения колеса с упругой шиной 400×150 модели 5 по твердой поверхности, который состоит из совокупности частотных экспериментальных исследований и теоретических разработок. С его помощью определены кинематические коэффициенты в широком диапазоне путевой частоты – от 0 до 25 рад/м, соответствующем режиму автоколебаний управляемых колес, в теории неголономного качения упругой шины по твердой дороге академика М.В. Келдыша [1]. Выполнено сравнение результатов экспериментов колеса с шиной 400×150, приведенных в [1] и результатов, полученных методом параметрической идентификации в функции путевой частоты. При сужении диапазона путевой частоты от больших значений к меньшим значениям величина кинематических коэффициентов уменьшались. В диапазоне путевой частоты от 0 до 0,5 рад/м отмечено количественное и качественное совпадение результатов этих двух экспериментов.

Введение. Введено новое понятие – коэффициент динамической боковой жесткости шины, который, как правило, на 20...40 % меньше, чем обычно используемый на практике коэффициент боковой жесткости, полученный при статических испытаниях шины.

Известно, что теория неголономного шимми переднего колеса с упругой шиной 400×150 трехколесного шасси самолета академика М.В. Келдыша [1] широко применяется до сих пор в практике проектирования и дальнейшей модернизации, практически, всех гражданских и военных колесных транспортных средств. В последнее время в литературе появилась еще одна теория шимми, использующая новые представления о сухом трении [2], где прямо говорится о «несостоятельности» неголономной теории шимми [1]. По этому поводу в [3, 4], развернулась дискуссия, в которой опровергается утверждение о «несостоятельности» теории неголономного качения упругой шины.

Цель работы – привести доказательства, опровергающие утверждение о «несостоятельности» теории неголономного качения упругой шины по твердой дороге и определить в функции путевой частоты область применимости теории [1].

Для реализации этой цели необходимо: в I.I части статьи проанализировать эксперименты в [1]; во I.II части статьи описать частотные эксперименты методом f параметрической идентификации процесса качения колеса с шиной 400×150 модели 5 (практически, такой же шины, как и в [1]) при движении по твердой дороге в функции путевой частоты (в дальнейшем – метод параметрической идентификации); в II.III описать теоретические наработки метода параметрической идентификации; в II.IV выполнить сравнение результатов экспериментов в [1], и результатов, полученных методом параметрической идентификации, определить в функции путевой частоты область применимости теории [1]; в II.V проанализировать выводы работы [2] и определить степень их адекватности практике качения колеса с упругой шиной по твердой дороге.

Основные результаты. I.I. В работе [1] выведены уравнения шимми, основанные на изучении упругой деформации пневматика и на гипотезе о качении пневматика при произвольной его деформации. Это позволило дать ясный физический смысл всем константам, входящим в уравнения. Уравнения выводятся при произвольном выносе колеса, угле наклона стойки и с учетом ее упругости. Хотя полученная система уравнений достаточно сложна – имеет шестой порядок, так как состоит из двух дифференциальных уравнений второго порядка и двух неинтегрируемых дифференциальных уравнений неголономных связей первого порядка, она необходима для выявления удельной роли в явлении шимми упругости стойки и упругости пневматика. В случае жесткой вертикальной стойки система дифференциальных уравнений упрощается – имеет четвертый порядок, – и ее исследование уже может быть проведено до конца.

Систему уравнений четвертого порядка можно еще больше упростить, если: из нее исключить параметр, именуемый выносом колеса; диаметральной плоскостью обода колеса с упругой шиной во время движения будет оставаться все время вертикальной; положить, что момент инерции колеса относительно его вертикальной оси равен нулю, – рассматривается, невесомое колесо

$$\begin{aligned} Q &= -C_3\xi, \quad M = C_4\varepsilon; \\ \dot{Y} &= v\theta - v\varepsilon + \dot{\xi}; \\ \dot{\theta} - \dot{\varepsilon} &= C_2v\varepsilon + C_1v\xi, \end{aligned} \tag{1.1}$$

где Q и M – боковая сила и стабилизирующий момент, действующие на катящееся колесо; Y – координата бокового движения центра колеса; ξ и ε – боковая и угловая деформация шины; θ – угол поворота центральной плоскости колеса относительно вертикальной оси; v – скорость центра колеса; C_1, C_2 – кинематические коэффициенты; C_3 и C_4 – коэффициенты боковой и угловой жёсткости шины.

В (1.1) входят четыре характеристики шины, которые в I части обозначаются иначе: $\alpha = C_1$ – первый кинематический коэффициент шины – $1/m^2$; $\beta = C_2$ – второй кинематический коэффициент шины – $1/m$; $a = C_3$ – боковая жесткость шины – $кГ/м$; $b = C_4$ – угловая жесткость шины – $кГ-м/рад$.

Коэффициенты a, b могут быть определены с помощью простых статических испытаний. Величины a, b для колеса 400×150 мм зависят от внутреннего давления в пневматике p и нормальной нагрузки N и представлены на рис. 1.1.

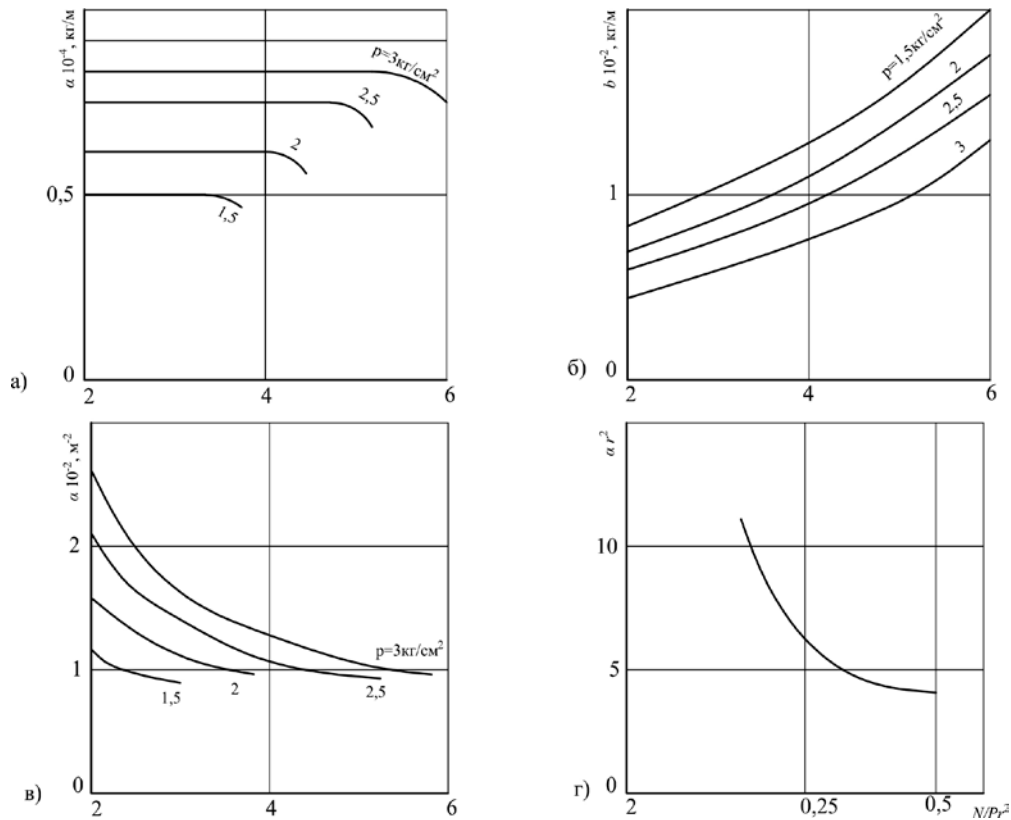


Рис. 1.1. Зависимость боковой жесткости – a , угловой жесткости – b , кинематического коэффициента – α от нормальной нагрузки при различных значениях давления в шине 400×150

Отсутствие скольжения пневматика учитывается двумя условиями: касательная к линии качения пневматика совпадает с его осью поверхности контакта, а кривизна линии качения пневматика однозначно определяется параметрами боковой деформации λ и угловой деформации φ .

Обозначая через R радиус кривизны i , учитывая маленькую величину деформации, получим:

$$\frac{1}{R} = \alpha\lambda - \beta\varphi. \quad (1.2)$$

Если у шины во время качения поддерживается постоянная деформация λ и φ , то по соображениям однородности следует, что линией качения будет круг, радиус которого зависит от λ и φ .

Пусть колесо закреплено на стержне, вращающемся вокруг точки C в горизонтальной плоскости, причем плоскость обода вертикальна и составляет угол $\theta + \pi/2$ со стержнем (рис. 1.2).

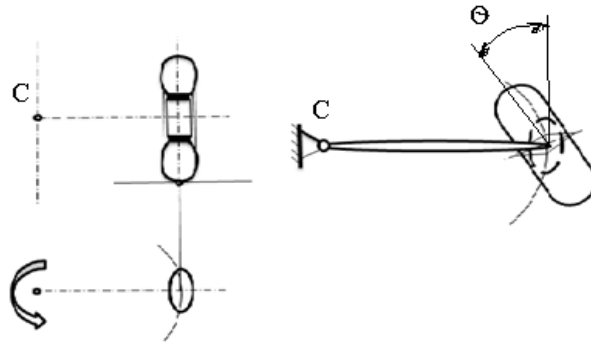


Рис. 1.2. Вращение колеса с упругой шиной 400×150

Обозначая через R длину стержня, при движении колеса, вызванном вращением стержня относительно точки C , при $\theta = 0$, получим $1/R = \alpha\lambda$. Замером деформации λ можем определить коэффициент α :

$$\alpha = \frac{1}{\lambda R}. \quad (1.3)$$

Установив затем колесо под углом $\theta + \pi/2$ со стержнем, снова замерим соответствующую деформацию λ^1 , определим

$$\beta = \frac{1}{\theta} \left(\frac{1}{R - \alpha\lambda^1} \right). \quad (1.4)$$

Замеры коэффициентов α и β для колеса 400×150 показали, что отношение β/α почти не зависит от нормальной нагрузки N и от давления p в пневматике. Для этого колеса во всех случаях с достаточной степенью точности можно положить:

$$\frac{\beta}{\alpha} = 0,25, \text{ м}. \quad (1.5)$$

Коэффициент α в сильной степени зависит от N и от p (см. рис. 1.1, в). Падение α с увеличением обжатия объясняется тем, что при большем обжатии деформация в средней точке поверхности контакта, медленнее спадает. Поэтому средняя линия поверхности контакта и, следовательно, линия качения пневматика имеет меньшую кривизну.

Для определения зависимости $\alpha = \alpha(\lambda, R)$ воспользуемся данными примера [1, с. 508]: «Рассмотрим переднюю стойку трехколесного шасси с колесом 400×150 мм при давлении в пневматике $p = 3 \text{ кг/см}^2$, находящемуся под нормальной нагрузкой $N = 400 \text{ кг}$. Для такого колеса $a = C_3 = 9000 \text{ кг/м}$, $b = C_4 = 75 \text{ кг-м/рад}$, $\alpha = 120 \text{ м}^{-2}$, $\beta = 30 \text{ м}^{-1}$, $i = 0,0075 \text{ кг с}^2/\text{м}$, $m = 0,75 \text{ кг с}^2/\text{м}$ ».

Установим зависимость $\lambda = \lambda(R, \alpha = 120 \text{ м}^{-2})$ в виде таблицы 1.1:

Таблица 1.1 – Зависимость $\lambda = \lambda(R, \alpha = 120 \text{ м}^{-2})$

$R, \text{ м}$	8,3	4,1	3,3	2,8	2,1	0,9
$\lambda, \text{ мм}$	1,0	2,0	2,5	3,0	4,0	9,0

1.П. Механико-математическое описание автоколебаний управляемых колес транспортных средств помимо уравнений движения содержит еще и уравнения негोलомных связей катящихся эластичных шин. Эти уравнения известны в нескольких вариантах и отличаются друг от друга числом вводимых переменных, количеством кинематических и жесткостных коэффициентов, математическими выражениями для их определения, величиной диапазона путевой частоты, которая впервые введена в [1]:

$$\omega = \frac{2\pi}{vT}, \quad (1.6)$$

где ω – путевая частота, рад/м; v – скорость центра колеса, м/с; T – период бокового или углового гармонического воздействия на катящееся колесо, с.

Соответственно расчеты автоколебаний, использующие тот или иной вариант уравнений связей, имеют различную точность.

Анализ литературы [5–9] показал: диапазон от 0 до 0,5 рад/м включает в себя путевые частоты, соответствующие всем известным на практике эксплуатационным режимам движения пневмоколесных машин – управляемому движению, вилянию прицепов; автоколебания управляемых колес, как правило, возникают у большинства колесных транспортных средств в диапазоне путевых частот от 0 до 25 рад/м.

В расчетах, связанных с динамикой машин, используют характеристики шин, полученные при статических испытаниях, в лучшем случае, – из экспериментальной зависимости «боковая сила от угла увода», в то время как должны использовать динамические характеристики шин.

Известные к настоящему времени математические выражения для определения кинематических коэффициентов катящихся в ведомом режиме шин справедливы только для небольшого по размерам диапазона путевой частоты от 0 до 0,5 рад/м, не учитывают стабилизирующего момента, действующего на колесо со стороны дороги, содержат коэффициенты, для определения которых необходимо проводить разнородные эксперименты.

Особенно важно использовать точные значения жесткостных и кинематических коэффициентов катящихся шин, на которые действуют со стороны дороги еще и стабилизирующие моменты, в диапазоне путевой частоты от 0 до 25 рад/м при проектировании транспортного средства во всем его скоростном диапазоне движения по критериям: отсутствие автоколебаний управляемых колес; их достаточной стабилизации; плавности хода; безопасности движения с учетом среднего времени реакции водителя [8–12].

При эксплуатации машины в области больших значений путевой частоты с коэффициентами шин, определенными, например, в диапазоне путевой частоты от 0 до 0,5 рад/м, значительно повышается вероятность возникновения автоколебаний управляемых колес.

Покажем, что методом параметрической идентификации процесса качения упругой шины, на которую действуют боковая сила и стабилизирующий момент, выполнив только один эксперимент с катящейся шиной, могут быть определены: значения кинематических и жесткостных коэффициентов в широком диапазоне путевой частоты от 0 до 25 рад/м [13–14].

Параметрическая идентификация процесса качения упругой шины реализуется в два этапа. На первом этапе выполняются экспериментальные работы по определению амплитудных частотных и фазовых частотных характеристик – АЧХ и ФЧХ боковой силы Q и стабилизирующего момента M , действующих на катящееся колесо со стороны дороги. На втором – с помощью одного из методов математического программирова-

ния производится оценка кинематических и жесткостных коэффициентов шины $\overline{C_1 \cdot C_4}$ системы уравнений (1).

Следовательно, при оценивании коэффициентов $\overline{C_1 \cdot C_4}$ возникает задача аппроксимации данных экспериментов Z_{ni} , полученных при i -тых значениях путевой частоты ω_i , расчетными частотными характеристиками (ЧХ) – X_{ni} системы уравнений (1) при i -тых значениях путевой частоты. Здесь: $n = \overline{1, N}$ – количество ЧХ; $i = \overline{1, K}$ – число точек на каждой экспериментальной ЧХ в выбранном диапазоне путевой частоты; Z_{ni} – массивы экспериментальных данных, представляющие собой АЧХ и ФЧХ боковой силы и стабилизирующего момента в выбранном диапазоне путевой частоты; X_{ni} – расчетные АЧХ и ФЧХ боковой силы и стабилизирующего момента уравнений связей (1.1) в i -тых точках; ω_i – путевая частота может варьироваться за счет: линейной скорости центра колеса v при постоянном периоде T боковых и угловых гармонических колебаний колеса; периода T при постоянной v ; скорости v и периода T одновременно.

Величина погрешности оцениваемых коэффициентов $\overline{C_1 \cdot C_4}$ системы уравнений (1.1) зависит от: точности получения результатов на каждом из двух этапов параметрической идентификации процесса качения шины; правильно выбранного из большого количества методов математического программирования – метода оптимизации.

Реализация оптимальной процедуры оценивания коэффициентов $\overline{C_1 \cdot C_4}$ с минимальной погрешностью результата гарантирована, если процедура параметрической идентификации содержит:

1) экспериментальные данные – Z_{ni} , которые, во-первых, отражают основные свойства уравнений связей (1) – их линейность и безынерционность процесса качения шины, во-вторых, соответствуют предпосылкам вероятностной модели, что позволит, в дальнейшем, статистическими методами фильтровать влияние помех (шумов), сопутствующих опытам с шиной. Первое условие обеспечивается при пренебрежимо малых значениях: скольжения пятна контакта шины относительно дороги; главного вектора R^Φ и главного момента M^Φ сил инерции колеса при его боковых и угловых колебаниях. Второе условие выполняется при введении нескольких измерений при каждом значении путевой частоты каждой экспериментальной ЧХ;

2) расчетные АЧХ и ФЧХ силовых характеристик Q и M , адекватные соответствующим данным экспериментов – Z_{ni} ;

3) критерий близости между расчетными ЧХ – X_{ni} и массивами экспериментальных данных – Z_{ni} ;

4) весовые коэффициенты, которые используются при формировании информативной и безразмерной целевой функции.

При реализации пункта 1) использовалась экспериментальная установка, изготовленная на Минском тракторном заводе (рис. 1.3).

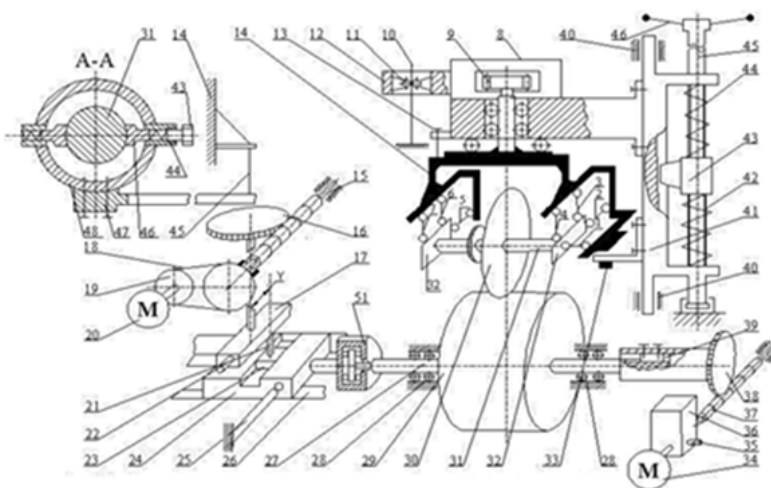


Рис. 1.3. Общий вид и принципиальная схема установки для испытания шин

Установка обеспечивает нагруженному нормальной нагрузкой (детали 40–46) вращающемуся с переменной угловой скоростью колесу с шиной, практически, гармонические с регулируемой амплитудой: боковые – перемещения пятна контакта шины с барабаном вдоль оси вращения колеса (2,5; 4,9; 6,2; 8,5; 9,9; 11,5) 10^{-3} м и угловые – относительно вертикальной оси – $2,5^\circ$ и 5° колебания при переменных внутренних давлениях в шинах – 0,12; 0,18; 0,24; 0,30 МПа, и различных нормальных нагрузках. Для испытываемой шины 400×150 модели 5 (рис.1. 4) нормальная нагрузка изменялась в пределах – 0,5; 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0 кН).



Рис. 1.4. Шина 400×150мм

Все характеристики силового взаимодействия колеса с дорогой фиксируются пространственно-стержневой системой тензоблока, который состоит из 7 тензоэлементов. Геометрические характеристики – площадь поперечного сечения и длина рабочей части каждого тензоэлемента рассчитываются так, чтобы 99 % нагрузки приходилось на растяжение-сжатие и 1 % на его изгиб. Допускается варьирование путевой частоты от значений близких к нулю и до бесконечности за счет линейной скорости v при постоянном периоде $T = 4,4$ с. Для уменьшения искажений силами и моментами сил инерции R^{Φ} и M^{Φ} характеристик силового взаимодействия вращающегося колеса с дорогой Q и M , в установке ось вращения колеса неподвижна.

Силы инерции фрагмента шины, который потянется за барабаном, совершающему два движения: поступательное прямолинейное по закону синуса и вращательное, малы и, вдобавок, остаются на барабане.

Были проведены эксперименты по проверке точности работы отдельных узлов и всей установки в целом. Установлено, что горизонтальные и вертикальные отклонения отдельных частей максимально нагруженной установки, по показаниям семи индикаторов, – минимальны, установка – достаточно жесткая конструкция.

Точность показаний продольного тензоэлемента, проверена с помощью двух специальных тензоэлементов (рис. 1.5) – результаты измерений продольной силы тремя тензоэлементами – идентичны, относительная ошибка измерений не превышала 1 %.

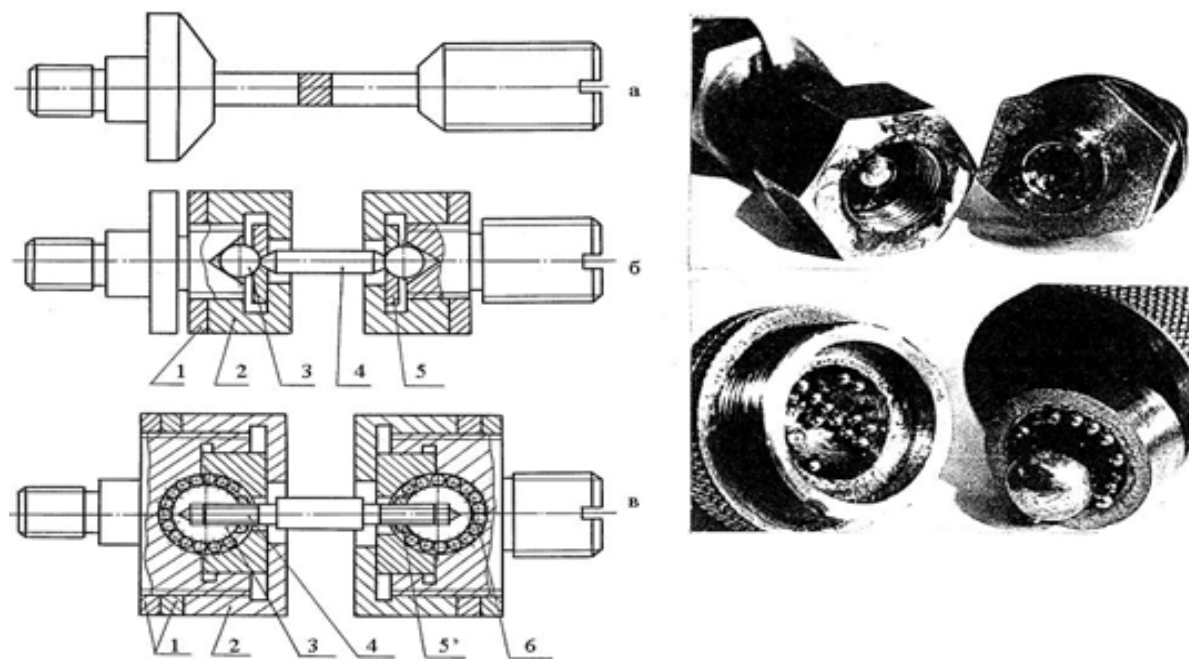


Рис. 1.5. Виды тензоэлементов

Перемещения осциллятора, выполненного в виде кулисного механизма (детали 15–25), в направляющих 26 и барабана 29 в подшипниках 28 отличаются в отдельных точках от синусоиды не более, чем на 1,5 %.

Чтобы экспериментальные данные – Z_{ni} соответствовали предпосылкам вероятностной модели, необходимо при обработке осциллограмм измерять по десять размахов и сдвигов по фазе кривых боковой силы и моментов. Для этого через все вершины этих кривых проводятся горизонтальные линии. Для каждой кривой определяются кратчайшие расстояния (размахи – A_i , $i = \overline{1,10}$ между нижней и ближайшей следующей верхней горизонтальными линиями (рис. 1.6), затем между этой верхней и ближайшей следующей нижней горизонтальными линиями и т. д. При определении ФЧХ боковой силы и стабилизирующего момента необходимо измерять расстояния по горизонтали между соответствующими вертикальными линиями, проведенными через вершины синусоиды перемещения и кривых боковой силы и моментов (\bar{O}_i , \bar{O}_i $i = \overline{1,10}$). Смещение вправо вершины кривой измеряемой величины по отношению к вершине синусоиды перемещения – отрицательный сдвиг по фазе (рис. 1.6).

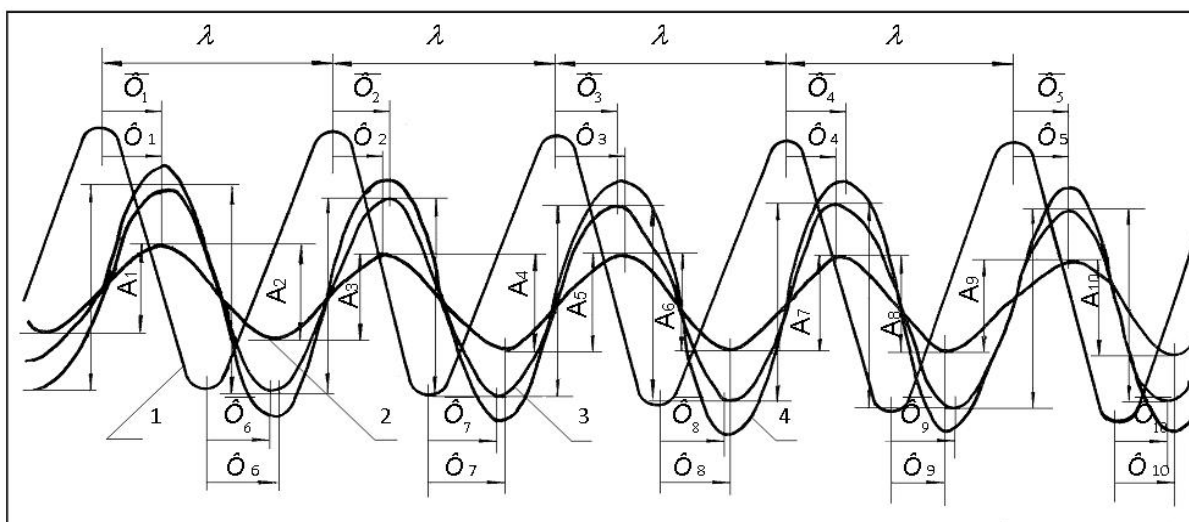


Рис. 1.6. Копия одного из кадров обработанной осциллограммы:

1 – синусоида перемещения пятна контакта шины; 2 – кривая боковой силы; 3 – кривая стабилизирующего момента; 4 – кривая опрокидывающего момента; λ – длина волны синусоиды перемещения; A_j, A_j – размах боковой силы и стабилизирующего момента; \tilde{O}_i, \bar{O}_i – сдвиг по фазе боковой силы и стабилизирующего момента, $j = 1,10$

Процедура оценивания с минимальной погрешностью результата гарантирована, если модель параметрической идентификации содержит:

1. Экспериментальные данные, полученные с высокой точностью.
2. Адекватные частотные характеристики.
3. Наиболее информативную целевую функцию.

Выводы. В результате специальных экспериментов для каждого типа шин определены диапазоны амплитуд боковых колебаний $y_0 = l$ внутренних давлений в шине p и нормальных нагрузок G , действующих на нее, при которых скольжением пятна контакта колеса относительно дороги можно пренебречь и рассматривать шину как линейно-деформируемое тело. В противном случае из процедуры идентификации пришлось исключить АЧХ и ФЧХ боковой силы и стабилизирующего момента, полученные при угловых колебаниях колеса.

Установлено, что полностью выполнить первое условие в экспериментах колеса с упругой шиной при его боковых и угловых колебаниях удалось лишь для АЧХ (1; 3) и ФЧХ (2; 4) боковой силы и стабилизирующего момента при боковых колебаниях шины 400×150 : $G = 4$ кН, $p = 0,3$ Мпа, $y_0 = 2,5 \cdot 10^{-2}$ м (рис. 1.7).

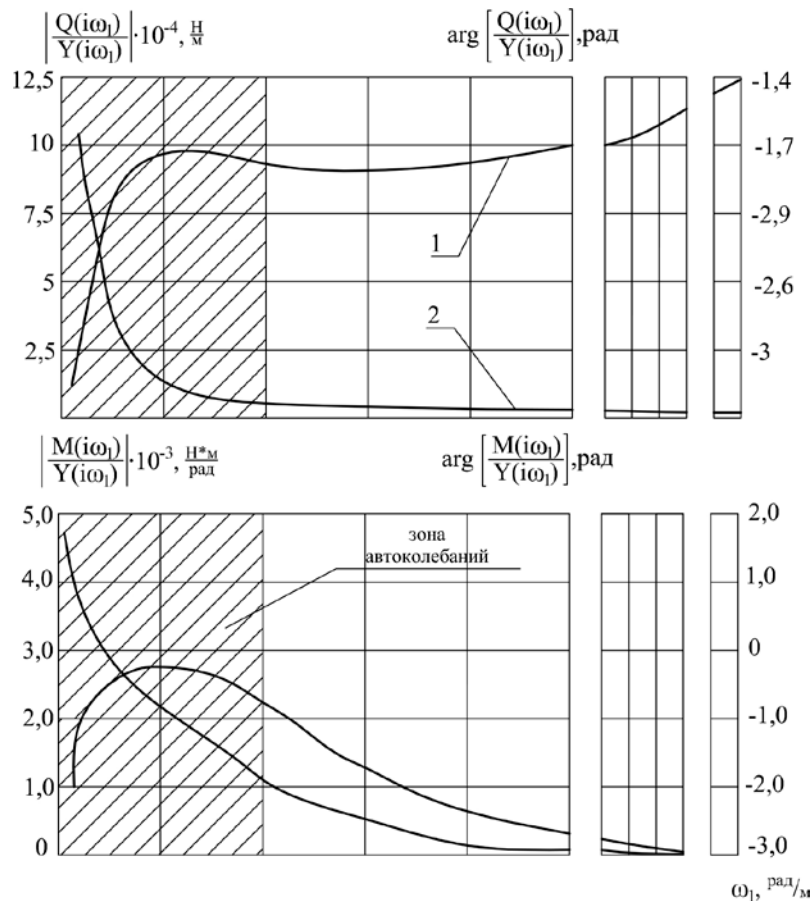


Рис. 1.7. Боковые колебания шины

Наличие АЧХ боковой силы при боковом перемещении колеса с шиной позволяет ввести новое понятие – коэффициент динамической боковой жесткости шины, который определяется ординатой кривой 1 на рис. 7 в диапазоне путевой частоты от 12 до 25 рад/м. Как показали экспериментальные исследования этот коэффициент, как правило, на 20...40 % меньше, чем обычно используемый на практике коэффициент боковой жесткости, полученный при статических испытаниях шины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Келдыш, М. В. Избранные труды: Механика. – М.: Наука, 1985. – 568 с.
2. Журавлев, В. Ф. О механизме явления шимми / В. Ф. Журавлев, Д. М. Климов // Доклады академии наук. – 2009. – Т. 428, № 6, – С. 761–764.
3. Борисов, А. В. Ответ В. Ф. Журавлеву / А. В. Борисов // Нелинейная механика. – М.: – 2010. – Т. 6, № 4. – С. 897–901.
4. Козлов, В.В. Замечания о сухом трении и неголономных связях / В. В. Козлов // Нелинейная механика. – М.: – 2010. – Т. 6, № 4. – С. 903–906.
5. Неймарк, Ю. И. Динамика неголономных систем / Ю. И. Неймарк, Н. А. Фуфаев. – М.: Наука, 1967. – 519 с.
6. Литвинов, А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М.: Машгиз, 1971. – 417 с.
7. Бесекерский, В.А. Теория систем автоматического регулирования / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. – М.: Наука, 1975. – 767 с.

8. Гурвич, Ю. А. Новые прикладные критерии колебательной и апериодической устойчивости движения колес транспортных средств. Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике / Ю. А. Гурвич. – Минск: УП «Технопринт», 2001. – 551 с.

9. Гурвич, Ю. А. Прикладные критерии устойчивости движения управляемых колес транспортных средств / Ю. А. Гурвич, Ю.Д. Сырокваш // Автомобильная промышленность. – 2005. – № 9. – С. 23–27.

10. Гурвич, Ю. А. Многокритериальная оптимизация параметров управляемой оси автобусов и автомобилей «МАЗ» / Ю. А. Гурвич // Научные труды международной научно-практической конференции учёных МАДИ (ГТУ), РГАУ-МСХА, ЛНАУ: сб. науч. тр. / МАДИ (ГТУ), РГАУ-МСХА, ЛНАУ. – Москва-Луганск, 2010. – Том 6: Естественные и технические науки. – С. 99–105.

11. Гурвич, Ю. А. Выбор критерия оптимизации параметров транспортных средств с помощью метода сеток / Ю. А. Гурвич // Машиностроение: респ. межведомств. сб. науч. тр. – Минск: БНТУ, 2018. – Вып. 31. – С. 137–147.

12. Гурвич, Ю. А. Многокритериальное проектирование управляемых неразрезных осей грузовых автомобилей / Ю. А. Гурвич // Сборник научных статей военной академии Республики Беларусь. Минск, 2018. – № 35. – С. 72–80.

13. Гурвич, Ю. А. Экспериментально-аналитический метод определения динамических характеристик шин в эксплуатационных режимах движения транспортных средств / Ю. А. Гурвич // Теоретическая и прикладная механика: респ. межведомств. сб. науч. статей. – Минск: БНТУ, 2006. – Вып. 20. – С. 72–76.

14. Гурвич, Ю. А. Экспериментально-аналитический метод определения динамических характеристик шин / Ю.А. Гурвич // Научные труды международной научно-практической конференции учёных МАДИ (ГТУ), РГАУ-МСХА, ЛНАУ: сб. науч. тр. / МАДИ (ГТУ), РГАУ-МСХА, ЛНАУ. – Москва-Луганск, 2010. – Том 6: Естественные и технические науки. – С. 109–115.

Поступила 26.05.2020

УДК 531/534:517.9:519.2

Гурвич Ю.А.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ В ТЕОРИИ НЕГОЛОНОМНОГО КАЧЕНИЯ УПРУГОЙ ШИНЫ

ЧАСТЬ II. ... ТЕОРЕТИЧЕСКИМИ НАРАБОТКАМИ МЕТОДА ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ

Белорусская государственная академия авиации

Минск, Беларусь

В статье описываются теоретические наработки метода параметрической идентификации процесса качения колеса с упругой шиной 400×150 модели 5 по твердой поверхности. С их помощью определены коэффициенты в теории неголономного качения упругой шины по твердой дороге и выполнено сравнение результатов экспериментов колеса с шиной 400×150, описанных в статье [1] академика М.В. Келдыша и результатов, полученных методом параметрической идентификации в функции путевой частоты. В диапазоне путевой частоты от 0 до 0,5 рад/м отмечено количественное и качественное совпадение результатов этих двух экспериментов.

Теория неголономного качения упругой шины по твердой поверхности академика М.В. Келдыша обладает общностью успешного применения на практике, как для узко-

го, так и для широкого диапазона путевой частоты, для изучения характеристик динамики движения твердого шара по твердой поверхности.

Проанализированы противоречивые выводы работы [2], которые, как правило, не адекватны практике качения колеса с упругой шиной по твердой дороге.

При качении в динамике шара на плоскости аппроксимация реакций неголономных связей силами вязкого или сухого трения приводит к аналогичным результатам.

В I части отмечено, что при оценивании коэффициентов $\overline{C_1 \cdot C_4}$ возникает задача аппроксимации данных экспериментов Z_{ni} , расчетными ЧХ- X_{ni} системы уравнений (1.1) при i -тых значениях путевой частоты ω_i .

Процедура оценивания коэффициентов $\overline{C_1 \cdot C_4}$ с минимальной погрешностью результата гарантирована, если имеются в наличии:

- 1) экспериментальные данные $-Z_{ni}$, полученные с высокой точностью;
- 2) расчетные АЧХ и ФЧХ силовых характеристик Q и M , адекватные соответствующим данным экспериментов $-Z_{ni}$;
- 3) критерий близости между расчетными ЧХ $-X_{ni}$ и массивами экспериментальных данных $-Z_{ni}$;
- 4) весовые коэффициенты, которые используются при формировании информативной и безразмерной целевой функции.

II.III. Анализ расчетных ЧХ уравнений связей (1.1) в случае боковых и угловых колебаний колеса и сопоставление их с результатами различных экспериментов с шиной позволяют утверждать, что пригодными для идентификации в диапазоне путевой частоты от 0 до 25 рад/м оказались четыре ЧХ при боковых колебаниях:

$$Q_i^T = \frac{C_3 \omega_i \sqrt{\omega_i^2 + C_2^2}}{\sqrt{(C_1 - \omega_i^2)^2 + \omega_i^2 C_2^2}}; \Phi_i^T(Q) = \arctg\left(-\frac{C_2}{\omega_i}\right) - \arctg\frac{\omega_i C_2}{C_1 - \omega_i^2}; \quad (2.1), (2.2)$$

$$M_i^T = \frac{C_4 \omega_i C_1}{\sqrt{(C_1 - \omega_i^2)^2 + \omega_i^2 C_2^2}}; \Phi_i^T(M) = \frac{\pi}{2} - \arctg\frac{\omega_i C_2}{C_1 - \omega_i^2}, \quad (2.3), (2.4)$$

где $Q_i^T = \left| \frac{Q(j_1 \omega_i)}{Y(j_1 \omega_i)} \right|$; $\Phi_i^T(Q) = \arg \frac{Q(j_1 \omega_i)}{Y(j_1 \omega_i)}$; $M_i^T = \left| \frac{M(j_1 \omega_i)}{Y(j_1 \omega_i)} \right|$; $\Phi_i^T(M) = \arg \frac{M(j_1 \omega_i)}{Y(j_1 \omega_i)}$ -

АЧХ и ФЧХ

боковой силы и стабилизирующего момента в функции дискретных i -тых значений путевой частоты; j_1 - мнимая единица.

Выполним качественный и количественный анализ расчетных ЧХ боковой силы и стабилизирующего момента при боковых колебаниях. Рассмотрим два предельных случая при $\omega_i \rightarrow 0$ и $\omega_i \rightarrow \infty$ (таблица 1).

Сопоставление данных табл. 1.1 и рис. 1.7 показывает, что расчетные и экспериментальные ЧХ, практически, совпадают.

На искомые величины $\overline{C_1 \cdot C_4}$ накладываются ограничения в виде неравенств:

$$0 < C_1 \leq C_{1\max}, 0 < C_2 \leq C_{2\max}, C_{3\min} \leq C_3 \leq C_{3\max}, C_{4\min} \leq C_4 \leq C_{4\max}. \quad (2.5)$$

Таблица 2.1 – Качественный анализ расчетных ЧХ

Пределы ЧХ	при $\omega_1 \rightarrow 0$	при $\omega_1 \rightarrow \infty$
1	2	3
$\lim \left \frac{Q(j\omega_{li})}{J(j\omega_{li})} \right $	0	C_3
$\lim \operatorname{agr} \left \frac{Q(j\omega_{li})}{J(j\omega_{li})} \right $	$-\frac{\pi}{2}$	$-\pi$
$\lim \left \frac{M(j\omega_{li})}{J(j\omega_{li})} \right $	0	0
$\lim \operatorname{agr} \left \frac{M(j\omega_{li})}{J(j\omega_{li})} \right $	$\frac{\pi}{2}$	$-\frac{\pi}{2}$

Значения $C_{3,4\min}, C_{3,4\max}$ определяются соответственно из экспериментальных амплитудных характеристик боковой силы и стабилизирующего момента.

В качестве критерия оптимальности, устанавливающего меру близости между совокупностью расчетных ЧХ уравнений неголономных связей (1.1) и соответствующей совокупностью экспериментальных ЧХ, может быть использована одна из двух наиболее употребительных на практике норм Чебышева или Гильберта

$$F_2 = \min \max \lambda_n |X_{ni} - Z_{ni}|; \quad (2.6)$$

$$1 \leq n \leq N \quad 1 \leq i \leq K$$

$$F_2 = \min \sum_{n=1}^N \lambda_n \sum_{i=1}^k (X_{ni} - Z_{ni})^2; \quad (2.7)$$

где λ_n – весовые коэффициенты.

Статистический анализ целевых функций (2.6), (2.7) и данных экспериментов, которые: соответствуют вероятностной модели; разбиты на i групп по j измерений в каждой группе; зависят от одного фактора – дискретных значений путевой частоты ω_i , показал, что в качестве весовых коэффициентов необходимо использовать отношение

$$\lambda_n = \frac{1}{S_n^2} \quad (2.8)$$

где S_n^2 – дисперсия однофакторного дисперсионного анализа, представляющая сумму межгрупповой i и внутригрупповой j дисперсии

$$S_n^2 = \frac{m}{k-1} \sum_{i=1}^k (\bar{Z}_{ni} - \bar{Z}_n)^2 + \frac{1}{km-1} \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^m (Z_{nij} - \bar{Z}_{ni})^2;$$

$$\bar{Z}_{ni} = m^{-1} \sum_{j=1}^m Z_{nij} \text{ – среднее измерений в } i\text{-той группе};$$

$$\bar{Z}_n = (km)^{-1} \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^m Z_{nij} \text{ – среднее всех измерений.}$$

Обобщённый критерий представляет собой совокупность четырех разнородных частотных характеристик и формируется с помощью весовых коэффициентов (2.8), имеющих размерность дисперсии, на основе нормы Гильберта (2.7)

$$F_3 = \min \sum_{n=1}^N S_n^{-2} \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^m (X_{ni} - Z_{nij})^2. \quad (2.9)$$

Совокупность параметрических ограничений (2.5) и целевой функции (2.9) представляет собой механико-математическую модель параметрической идентификации процесса качения колеса с упругой шиной по твердой дороге.

$$\left. \begin{aligned} C_{l\min} \leq C_l \leq C_{l\max} \\ X_{1i} \leq X_{ni} \leq X_{Ni} \\ \lambda_1 \leq \lambda_n = S_n^{-2} \leq \lambda_n \\ Z_{lij} \leq Z_{nij} \leq Z_{Nij} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} I = \overline{1, \rho}, \\ n = \overline{1, N}, \\ i = \overline{1, k}, \\ j = \overline{1, m}, \end{aligned} \quad (2.10)$$

$$F_3 \rightarrow \min$$

Анализ ЧХ (2.1) – (2.4) уравнений связей (1.1) показал, что число оцениваемых коэффициентов может колебаться от двух (C_1 и C_2), если использовать совокупность фазовых частотных характеристик (2.2) и (2.4) или какую-либо одну из них, до четырех (C_1, C_4) в случае учета совокупности частотных характеристик (2.1) и (2.3) или (2.2) – (2.4). При этом информативность целевой функции, которая зависит от количества C_l , от числа и вида используемых X_{ni} является переменной. Указанное обстоятельство приводит к необходимости установления иерархии среди целевых функций (а также среди механико-математических моделей), исходя из их информативности. В результате анализа установлено, что наибольшей информативностью обладает модель, содержащая все четыре АЧХ и ФЧХ, позволяющая одновременно оценивать четыре коэффициента шин:

$$\begin{array}{l}
0 < C_1 \leq 10^3 \frac{1}{M^2}, \\
0 < C_2 \leq 10^3 \frac{1}{M}, \\
C_{3,4\min} \leq C_3, C_4 \leq C_{3,4\max},
\end{array}
\quad
\left.
\begin{array}{l}
X_{ni} \\
\lambda_n = S_n^{-2} \\
Z_{nij}
\end{array}
\right\}
\begin{array}{l}
l = \overline{1,4}, \\
n = \overline{1,4}, \\
i = \overline{1,k}, \\
j = \overline{1,10},
\end{array}
\quad (2.11)$$

$$F_4 = (10k - 1) \cdot \left\{ \begin{array}{l} \frac{\sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^m (Q_{ij} - Q_i^T)^2}{\sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^m (Q_{ij} - \overline{Q})^2} + \frac{\sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^m [\Phi_{ij}(Q) - \Phi_i^T(Q)]^2}{\sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^m [\Phi_{ij}(Q) - \overline{\Phi}(Q)]^2} + \\ + \frac{\sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^m (M_{ij} - M_i^T)^2}{\sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^m (M_{ij} - \overline{M})^2} + \frac{\sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^m [\Phi_{ij}(M) - \Phi_i^T(M)]^2}{\sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^m [\Phi_{ij}(M) - \overline{\Phi}(M)]^2} \end{array} \right\} \rightarrow \min,$$

где \overline{Q} , $\overline{\Phi}(Q)$, \overline{M} , $\overline{\Phi}(M)$ – среднее всех измерений каждого n массива экспериментальных данных.

II.IV. Кинематические коэффициенты авиационной шины 400×150 , полученные в результате параметрической идентификации с помощью модели (11) ($K = 12 \dots 16$) намного отличаются (в большую сторону) от имеющих в работе [1]. Такой результат объясняется существенным влиянием на значения кинематических коэффициентов ФЧХ боковой силы АЧХ и ФЧХ стабилизирующего момента и широкого диапазона путевой частоты от 0 до 25 рад/м.

Объясним результаты численного эксперимента. Для этого обратимся к эксперименту [1]. Чтобы выяснить, какому диапазону путевой частоты частотного эксперимента он соответствует, необходимо проделать следующий мысленный эксперимент. Колесу с шиной, принудительно вращающемуся вместе со штангой вокруг неподвижного центра (см. рис.1.2), придадим осциллирующее движение вдоль оси колеса (или штанги). Тогда центр пятна контакта колеса с шиной будет двигаться не по дуге окружности, как это имело место в эксперименте [1], а по сложной кривой с периодом T . В результате данный эксперимент станет частотным, где путевая частота варьируется за счет периода осциллятора при постоянной линейной скорости центра колеса. Для выяснения соответствия между экспериментами, установим, при каких значениях путевой частоты сложная кривая опять станет дугой окружности как в эксперименте [1]. Ясно, что при $T \rightarrow \infty$ сложная кривая стремится стать дугой окружности, а путевая частота при этом приближается к нулю. Следовательно, эксперимент [1], с помощью которого определялись кинематические коэффициенты для шины 400×150 , в пересчете на мысленный (частотный) эксперимент был проведен при весьма малых значениях путевой частоты.

Необходимо отметить, что в эксперименте [1] измерялась только одна боковая сила. В численном эксперименте использовались четыре ЧХ. Чтобы привести в соответствие результаты этих двух экспериментов ([1] и численного), из последнего необходимо удалить АЧХ и ФЧХ стабилизирующего момента и ФЧХ боковой силы и провести расчеты только с одной АЧХ боковой силы шины 400×150 . В этом случае суже-

ние диапазона путевой частоты за счет исключения больших ее значений приводило к уменьшению значений кинематических коэффициентов. При малых значениях путевой частоты, находящихся в диапазоне от 0,15 до 0,5 рад/м, кинематические коэффициенты отличались на 10–15 % от имеющих в [1].

ω_i рад/м	25	21	18	15	12	9	6	3	0,15...0,5
α 1/м2	615	500	420	350	280	230	180	150	125...140

Для установления влияния кинематических и жесткостных коэффициентов шин на критерий F_4 был выполнен анализ чувствительности целевой функции к изменению значений этих коэффициентов методом, основанным на начислении относительного приращения функции при заданных относительных изменениях коэффициентов [15].

Расчеты по оценке чувствительности F_4 показали, что: первый кинематический коэффициент C_1 оказывает самое большое влияние на F_4 ; второй кинематический коэффициент C_2 оказывает меньшее влияние на F_4 , чем C_1 ; коэффициент угловой жесткости шины C_4 оказывает меньшее влияние на F_4 , чем C_3 ; коэффициент боковой жесткости шины C_4 оказывает чуть меньшее влияние на F_4 , чем C_1 .

Вклад слагаемых в процентах, содержащих АЧХ и ФЧХ боковой силы и стабилизирующего момента, в значение F_4 распределился следующим образом:

- первое слагаемое – АЧХ боковой силы – порядка 55 %;
- второе слагаемое – ФЧХ боковой силы – порядка 10 %;
- третье слагаемое – АЧХ стабилизирующего момента – порядка 25 %;
- четвертое слагаемое – ФЧХ стабилизирующего момента – порядка 10 %.

II.V. Для анализа выводов (условий борьбы с шимми) в [2] введем их обозначения в виде целых чисел – i^0 , где $i = 1...7$: «Эти условия показывают, что для борьбы с шимми следует увеличивать крутильную жесткость стойки (1^0) и уменьшать трение скольжения (2^0) и трение качения (3^0). Положительный эффект дает уменьшение пятна контакта (4^0) и увеличение массовых характеристик колеса (5^0). Никакого влияния на устойчивость скорость относительного проскальзывания – не оказывает (6^0). Если частота крутильных колебаний меньше или равна частоте изгибных колебаний, то шимми неизбежно (7^0)».

Условие (1^0) полностью совпадает с практикой качения колеса с упругой шиной по твердой поверхности.

Условие (2^0) полностью совпадает с практикой качения колеса с упругой шиной по твердой поверхности.

Условие (2^0) можно выполнить, увеличивая коэффициент сухого трения. Благодаря своей эластичности, резина (шина) вдавливаясь в углубления поверхности дороги. При этом увеличивается площадь контакта и, соответственно, сила сцепления шины с дорогой, что, в конечном итоге, уменьшает трение скольжения (для твердых тел это явление не выполняется). В последнее время чтобы увеличить площадь контакта и силу сцепления шины с дорогой стали уменьшать отношение высоты профиля шин к их ширине с 0,6 до 0,4.

Условие (3^0) можно выполнить, уменьшая коэффициент трения качения, например, за счет повышения давления в шине. Шина станет тверже, – уменьшится пятно контакта и, соответственно, уменьшится сила сцепления шины с дорогой и, как следствие, увеличится проскальзывание. В итоге вместо «борьбы» с шимми – значительно увеличится вероятность его возникновения. Отметим, что условие (3^0) находится в яв-

ном противоречии с условием (2⁰). Компромисс между двумя этими условиями – невозможен.

Условие (4⁰), по мерам «борьбы» с шимми, практически, совпадает с выводами условия (3⁰).

Условие (5⁰). При его выполнении увеличится пятно контакта шины с дорогой, что положительно скажется на борьбе с шимми. Однако возникает вопрос: «До каких пределов можно увеличивать массу колеса с шиной по сравнению с массой самолета?».

Условия (6⁰) и (7⁰) получены при исследовании устойчивости движения колеса с учетом сухого трения, с помощью критерия Рауса–Гурвица. Однако из физики и из теорий качения колеса известно, что коэффициент трения и сила сцепления зависят от относительной скорости.

Анализ шести условий (1⁰) – (6⁰) показал, что использование этой модели шимми, сформированной на базе сухого трения при проектировании колесных транспортных средств с упругими шинами и последующей их модернизацией, практически, невозможно из-за противоречий ряда условий – (3⁰), (4⁰) и (6⁰) общеизвестным законам – механики, теории качения колеса с упругой шиной по твердой дороге.

Выводы. 1. Теория неголономного качения упругой шины по твердой поверхности академика М.В. Келдыша [1] обладает уникальной общностью успешного применения на практике: как для узкого, так и для широкого диапазона путевой частоты, включающем все режимы качения колеса с шиной; при изучении характеристик динамики движения твердых тел по твердой поверхности:

– для узкого диапазона путевой частоты от 0 до 0,5 рад/м, который включает в себя все виды управляемого движения колесных транспортных средств, кинематические коэффициенты определяются экспериментальным путем при равномерном вращении колеса с шиной 400×150 на штанге радиуса R относительно центра C по твердой дороге;

– для широкого диапазона путевой частоты от 0 до 25 рад/м, который включает в себя все виды управляемого движения колесных транспортных средств и автоколебания их управляемых колес, кинематические и жесткосные коэффициенты катящейся упругой шины по твердой дороге определяются с помощью метода параметрической идентификации, который реализуется в два этапа. На первом этапе выполняются экспериментальные работы по определению АЧХ и ФЧХ боковой силы Q и стабилизирующего момента M в широком диапазоне путевой частоты. На втором – с помощью механико-математической модели (17) производится оценка коэффициентов $(\overline{C_1, C_4})$ системы дифференциальных уравнений (1.1);

– помимо изучения закономерностей качения упругих шин по твердой поверхности, теорию [1] можно также успешно применять на практике и для исследования характеристик движения твердых тел [16].

2. Выполнено сравнение результатов экспериментов колеса с шиной 400×150, приведенных в [1] и результатов, полученных методом параметрической идентификации в функции путевой частоты. При сужении диапазона путевой частоты от больших значений к меньшим значениям величины кинематических коэффициентов уменьшались. В диапазоне путевой частоты от 0 до 0,5 рад/м отмечено количественное и качественное совпадение результатов этих двух экспериментов.

3. Введено новое понятие – коэффициент динамической боковой жесткости шины, который, как правило, на 20...40 % меньше, чем обычно используемый на практике коэффициент боковой жесткости, получаемый при статических испытаниях шины.

4. С точностью, достаточной для практики, параметрическую идентификацию процесса качения шин нужно выполнять с помощью обобщенного критерия оптимизации в виде – нормы Гильберта или механико-математической модели (17), которая:

– состоит из четырех массивов экспериментальных данных и совокупности четырех разнородных АЧХ и ФЧХ боковой силы и стабилизирующего момента, построенных при боковых колебаниях шины по (1.1);

– формируются с помощью весовых коэффициентов в виде дисперсии однофакторного дисперсионного анализа – суммы межгрупповой i и внутригрупповой j дисперсий;

– допускает одновременное оценивание четырех кинематических и жесткостных характеристик шин.

5. Предложенный метод может быть распространен для параметрической идентификации процесса качения упругих шин в других режимах движения колеса (в ведущем, тормозном, ведомом и т. д.), механико-математические модели которых содержат более четырех кинематических и жесткостных характеристик шин.

6. Проанализированы противоречивые выводы работы [2], которые, как правило, не адекватны практике качения колеса с упругой шиной по твердой поверхности.

7. В выводах статьи [16] сказано, что при качении в динамике шара на плоскости аппроксимация реакций неголономных связей силами вязкого или сухого трения приводит к аналогичным результатам.

8. В связи с тем, что теория неголономного качения упругой шины по твердой поверхности академика М.В. Келдыша обладает уникальной общностью успешного применения в практике проектирования и дальнейшей модернизации, практически, всех гражданских и военных колесных транспортных средств, как для упругих шин, так и для твердых тел (см. пункты 1–5 выводов), говорить в работе [2] о «несостоятельности» теории [1] – не корректно.

9. Что касается теории [2], то ее применение на практике возможно лишь для твердых тел [16] и, по всей видимости, невозможно для катящихся упругих шин.

ЛИТЕРАТУРА

15. Реклейтис, Г. Оптимизация в технике / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел // – М.: Мир, 1986. – 349 с.

16. Иванов, А. П. Сравнение моделей трения в динамике шара на плоскости / А. П. Иванов // Нелинейная механика. – М.: – 2010. – Т. 6, № 4. – С. 907–912.

Поступила 26.05.2020

УДК 621.91.04

Данилов А.А.

СИНТЕЗ РАЦИОНАЛЬНЫХ СХЕМ ОБРАБОТКИ ПРОФИЛЬНЫХ МОМЕНТОПЕРЕДАЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Белорусский национальный технический университет»

Минск, Беларусь

Рассмотрены пути синтеза эффективных схем обработки поверхностей с профилем в виде треугольника Рело и синусоидальным профилем, включающие рациональное разделение функции формообразования между станком, инструментом и приспособлением, а также распределение движений между заготовкой и инструментом, совмещение или разделение движений профилирования и резания, оптимизацию структуры и относительной ориентации исполнительных движений. Приведены примеры

использования этих путей при разработке признанных изобретениями способов обработки поверхностей с указанными типами профилей.

Ключевые слова: моментопередающая поверхность, профилирование, профиль в виде треугольника Рело, синусоидальный профиль, формообразование поверхности, синтез схем обработки.

Введение. Синтез реализуемых на станке схем обработки является одной из главных задач его функционального проектирования, так как допущенные при ее решении ошибки не могут быть устранены на последующих этапах его конструирования [1].

Анализ известных способов обработки моментопередающих поверхностей (МП) с синусоидальным профилем [2, 3] и профилем в виде треугольника Рело [4, 5] показал, что их недостатки в виде сложности реализации и низкой производительности обусловлены неэффективными схемами обработки, что определяет необходимость разработки более совершенных схем. Решение этой задачи возможно на основе теории формообразования поверхностей [1, 6–8], возможных методов формообразования МП [9] и известных способов интенсификации процессов обработки [1].

На основе такого подхода разработаны способы обработки МП с синусоидальным профилем [10, 11] и профилем в виде треугольника Рело [12, 13], устраняющие недостатки известных способов [2–5]. Основные этапы синтеза кинематических схем обработки включают рассматриваемые ниже задание метода и кинематики формообразования поверхности.

Задание метода формообразования поверхности. Метод формообразования поверхности определяется сочетанием методов ее профилирования и формирования по длине. При выборе из возможных [9] метода профилирования многогранных МП существенными являются следующие факторы:

Во-первых, возможность формирования профиля МП геометрическим, кинематическим, и комбинированным методами, от выбора которого зависит сложность кинематики формообразования и конструкции режущего инструмента. Например, кинематическое профилирование грани формируемой поверхности в виде дуги окружности методом следа обеспечивается вращательным движением производящего элемента (вершины режущего лезвия) вокруг ее оси. Этот метод положен в основу предложенного способа обработки МП с профилем в виде треугольника Рело круговым точением [13]. Его преимуществами по сравнению с известным [5] является простота реализации и более высокая точность формообразования, т.к. отклонение сформированного профиля от окружности определяется только точностью кинематической пары вращения шпинделя, несущего заготовку. Если центр формируемой окружности не совпадает с центром вращательного движения заготовки, то она может быть образована полигональным методом, т.е. двумя согласованными вращательными движениями инструмента и заготовки [14].

Во-вторых, из множества возможных предпочтительны методы профилирования поверхности, при которых форма режущих лезвий не влияет на формируемый профиль. Как показано в [9], применительно к профилю в виде треугольника Рело это достигается методами следа и огибания.

В-третьих, изменение рабочих углов режущего лезвия в процессе обработки не должно превышать допускаемую величину. Исходя из этого, на основе аналитического исследования уточняются геометрические параметры схемы профилирования МП и геометрические параметры схемы ее обработки, при которых эти углы стабильны или изменяются в допустимых пределах. Например, стабилизация указанных углов обеспечивается при профилировании некруглой поверхности методом касания, что нашло применение при обработке МП на фрезерных станках с ЧПУ [15].

В-четвертых, формирование МП по длине (направляющей) возможно разными методами [9]. При этом в зависимости от реализуемого метода обработки возможно как полное,

так и частичное формирование направляющей линии. Ее полное формообразование обеспечивают комбинированные методы, например, сочетанием методов копирования и следа [9].

Синтез кинематической схемы обработки. Кинематическая схема обработки, как совокупность движений инструмента и заготовки, зависит от метода профилирования поверхности и формирования ее по длине, распределения функции формообразования между станком, инструментом и приспособлением, структуры исполнительных движений, их совмещения или разделения, направлений элементарных движений, образующих движение профилирования [1]. Кинематическая схема обработки должна обеспечивать не только формообразование заданной поверхности с требуемыми точностью, производительностью и микрорельефом, но и эффективные условия резания. Из возможных путей выполнения этих условий при обработке МП следует выделить следующие:

1. Применение, при возможности, метода профилирования поверхности, при котором исключается влияние геометрии режущих лезвий на формируемый профиль и тем самым упрощается конструкция инструмента. Например, профиль поверхности в виде треугольника Рело может быть образован методами обката [4] или огибания [16]. В первом случае режущее лезвие инструмента имеет криволинейную форму, зависящую от геометрии профиля формируемой поверхности, что усложняет изготовление и переточку режущего инструмента. При профилировании же методом огибания режущие лезвия имеют круговую форму и поэтому могут быть выполнены в виде стандартных круглых режущих пластин, что существенно упрощает конструкцию режущего инструмента, его изготовление и эксплуатацию.

2. Рациональное распределение функции формообразования между станком, инструментом и приспособлением.

От распределения функции формообразования между инструментом и станком зависят их сложность и универсальность. Например, при использовании инструмента с точечным производящим элементом функция кинематики формообразования (профилирование МП с заданными геометрическими параметрами) обеспечивается только станком, что определяет сложность его кинематики, но широкую универсальность по форме обрабатываемых поверхностей. Выполнение функции профилирования инструментом, что характерно для метода копирования, усложняет его конструкцию, но упрощает кинематику станка и обеспечивает более высокую производительность формообразования по сравнению с другими методами профилирования. На этом основан, в частности, способ обработки профильных валов фасонной фрезой [17], который при соответствующей форме инструментальной поверхности применим для обработки поверхностей с разным профилем, в частности, синусоидальным и в виде треугольника Рело.

Перенесение функции кинематики формообразования со станка на инструмент, например, за счет сообщения его производящим элементам конструктивной подачи [1, 18], позволяет упростить кинематическую схему обработки и соответственно кинематику станка, обеспечивает возможность обрабатывать МП различными методами на универсальных станках иного назначения за счет расширения их технологических возможностей. На этом основаны способы обработки МП эксцентрично установленными инструментами (рис. 1), реализуемые благодаря упрощенной кинематике на универсальных станках. Например, приведенные на рис. 1 схемы профилирования МП реализованы на широкоуниверсальном зубошлицефрезерном станке модели ВС-50 производства Витебского станкостроительного завода «Вистан» [1]. Во всех этих схемах заготовке 1 и инструменту 2 сообщают согласованные вращательные движения, соответственно B_1 и B_2 вокруг осей L_1 и L_2 . Управление формируемым профилем обеспечивается заданием отношения частот указанных вращательных движений и эксцентриситета еустановки инструмента.

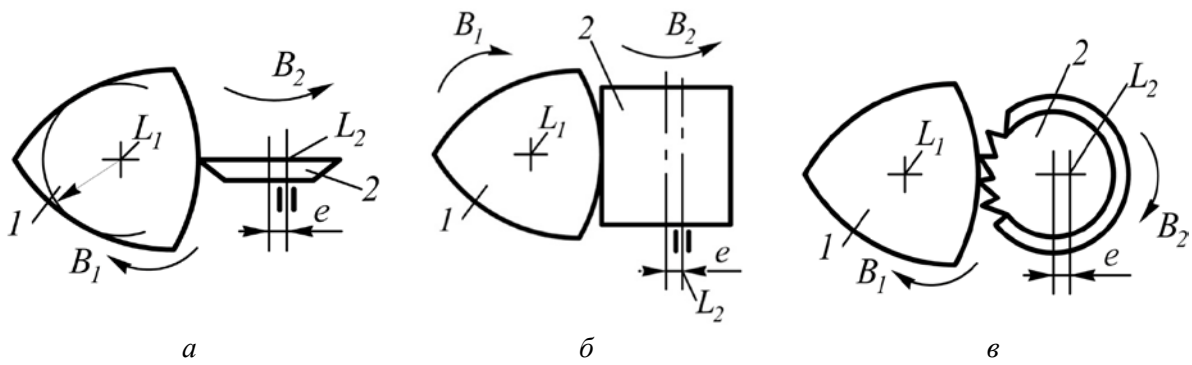


Рис. 1. Схемы профилирования некруглых поверхностей эксцентрично установленными: круглым резцом *a*; цилиндрическим инструментом (фрезой, опилователем, шлифовальным кругом и др.) *б*; дисковой фрезой *в*.

Необходимое для формирования некруглого профиля радиальное перемещение производящих элементов инструмента обеспечивается здесь за счет их расположения на различных расстояниях от оси его вращения, благодаря чему упрощается кинематика станка без усложнения конструкции инструмента.

Аналогично при перераспределении функции формообразования между инструментом и заготовкой упрощается кинематическая схема обработки МП, профилируемой методом обката (рис. 2).

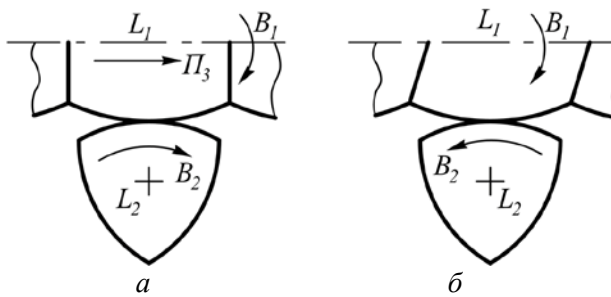


Рис. 2. Схемы профилирования НП в виде треугольника Рело методом обката при совмещении (*a*) и разделении (*б*) движений профилирования и резания

По схеме *a* МП профилируется движением $\Phi_s(P_3B_2)$, кинематически не связанным с независимым движением резания $\Phi_v(B_1)$, поэтому в процессе обработки необходимо сообщать одновременно движения трем исполнительным органам станка, что усложняет его конструкцию.

При перенесении же функции движения P_3 на инструмент (рис. 2, *б*) за счет придания его инструментальной поверхности винтовой формы (червячная фреза или абразивный червячный круг) МП формируется совмещенным

движением профилирования и резания $\Phi_{vs}(B_1B_2)$, вследствие чего существенно упрощается кинематика и конструкция станка, но усложняется инструмент.

Известно применение червячного инструмента для обработки поверхностей с РК-3 профилем [19]. При соответствующей конструкции такого инструмента могут быть обработаны МП с другой формой профиля.

Важной функцией формообразования многогранных МП является формирование множества его равномерно расположенных по окружности конгруэнтных участков. При выполнении этой функции инструментом упрощается кинематика станка. На таком распределении функции формообразования основан разработанный способ долбления деталей с профилем в виде треугольника Рело [12]. Перенесение функции формообразования на приспособление для выполнения им движения деления также позволяет упростить кинематику станка и применять для обработки таких МП универсальные станки, кинематика которых не обеспечивает функцию деления. Этот прием использован в способе обработки поверхностей с профилем в виде треугольника Рело круговым точением [13], который может быть реализован на универсальных фрезерных и расточных станках, оснащенных устройством для периодического поворота заготовки

(движения деления) при переходе к обработке следующей грани МП. Такое решение задачи эффективно для мелкосерийного производства деталей с таким профилем, так как отпадает необходимость в специальном станке.

3. Синтез рациональной структуры исполнительных движений, обеспечивающей благоприятные условия резания и работы механизмов станка за счет исключения реверсивного движения его исполнительного органа, несущего режущий инструмент, например, путем замены его возвратно-поступательного движения вращательным. На этом основан способ точения МП с синусоидальным профилем, когда возвратно-поступательное движение призматического резца [3, 4] заменено вращательным движением эксцентрично установленного круглого резца [1] (см. рис. 1, а). Этот принцип положен также в основу кинематики формообразования нового способа обработки таких поверхностей круглым резцом [10].

Исходя из структуры исполнительных движений, формируются кинематика формообразования и кинематика резания, как основа кинематической схемы обработки.

4. Совмещение исполнительных движений профилирования и резания для упрощения кинематической схемы обработки МП (см. рис. 1) или, наоборот, разделение этих движений для управления топологией обработанной поверхности с целью улучшения качества ее обработки. Совмещение движений, упрощая кинематику станка, ограничивает, однако, возможность управления высотой неровностей на обработанной поверхности в виде не срезанной части припуска, что может потребовать последующую обработку МП для обеспечения заданного качества, например, шевингованием, шлифованием и т.п., аналогично тому, как это применяется при обработке зубьев цилиндрических колес червячной фрезой с последующим шевингованием.

Разделение движений профилирования и резания (рис. 3) усложняет кинематическую схему обработки, но позволяет управлять высотой отклонений обработанной поверхности от номинальной в виде не срезанной части припуска за счет независимого регулирования скорости движения профилирования. На этом основаны представленные на рис. 3 схемы профилирования МП при окончательной их обработке цилиндрическими (а, б) и дисковыми [в, г] инструментами.

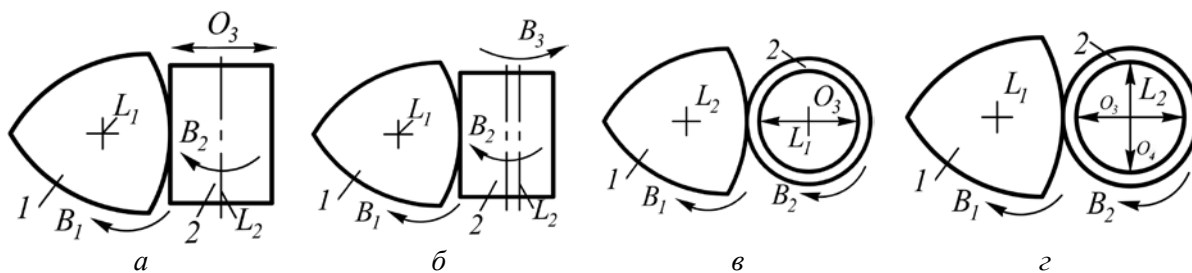


Рис. 3. Схемы формирования некруглого профиля методами огибания (а, б) и касания (в, г) при разделении движений резания и профилирования

Разделение движений профилирования и резания позволяет также улучшить условия резания, например, за счет стабилизации или уменьшения диапазона изменения рабочих углов инструмента.

В частности, схема в (см. рис. 3) применяется для шлифования МП на специальных и модернизированных универсальных круглошлифовальных станках, на станках с ЧПУ. По схеме г, основанной на сообщении вращающемуся шлифовальному кругу осциллирующих движений O_3 и O_4 , осуществляется шлифование деталей с РК-3 профилем на профилешлифовальном станке модели AFD 630–2500 фирмы FORTUNA (Германия) [20] и других станках.

5. Совмещение движений формообразования и деления для обеспечения возможности обработки всех граней МП за один ход, повышения непрерывности и производительности процесса обработки. На этом основаны разработанные схемы формирования поверхностей с профилем в виде треугольника Рело методами прерывистого следа и огибания [16].

6. Задание рационального сочетания направлений элементарных движений, образующих движение профилирования, т. к. от него зависят технологические возможности схемы профилирования и сложность ее реализации. Например, схема профилирования треугольника Рело методом огибания [12] основана на одинаково направленных вращательных движениях инструмента и заготовки. По сравнению с известным способом профилирования такой поверхности методом обката [4], при котором оно осуществляется при противоположно направленных этих движениях, существенно упрощается конструкция режущего инструмента, т. к. формируемый профиль не зависит от геометрии режущих лезвий.

Задание рационального сочетания направлений элементарных движений важно также для улучшения условий резания и повышения производительности обработки МП. Решение этой задачи требует проведения сравнительного анализа возможных схем обработки МП. Объектом исследования может быть изменение рабочих углов режущего лезвия, производительность формообразования при заданной точности профилирования. Например, полигональное точение МП по попутной схеме производительнее, чем по встречной при одинаковой скорости резания. По результатам исследования принимается решение по выбору схемы обработки МП.

7. Обоснование распределения элементарных движений между инструментом и заготовкой, что важно для синтеза или выбора компоновки станка, обеспечения его универсальности, улучшения динамики процесса обработки. Известно, что для обработки круглых цилиндрических поверхностей на крупногабаритных заготовках вращательное движение профилирования сообщают не заготовке, а резцу, что позволяет многократно увеличить скорость резания и соответственно производительность обработки. На этом принципе основан способ кругового точения МП с профилем в виде треугольника Рело [13]. При сообщении вращательного движения инструменту он может быть выполнен в виде охватывающей многолезвийной головки, что позволяет повысить технологическую производительность по сравнению с известным способом обработки [5] пропорционально числу режущих лезвий.

Рассмотрим пример синтеза и реализации схемы обработки поверхности с профилем в виде треугольника Рело, формируемого методом прерывистого следа [9]. В соответствии с [9] полигональное профилирование некруглой поверхности с профилем в виде треугольника Рело *ABC* (рис. 4) возможно методом прерывистого следа, например, при обработке долблением.

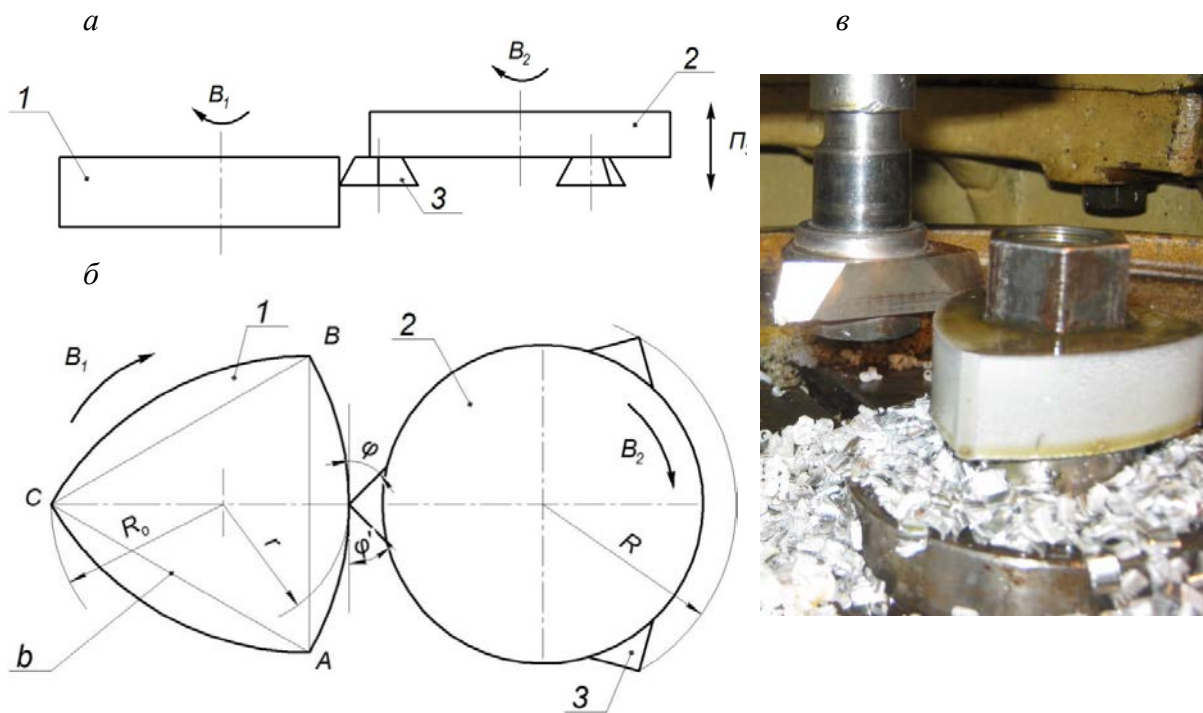


Рис. 4. Кинематическая схема долбления (а), схема формирования профиля поверхности в виде треугольника Рело (б) методом прерывистого следа и пример реализации способа обработки на зубодолбежном станке (в)

Заготовке 1 радиусом R_0 и инструменту 2 с тремя равномерно расположенными по окружности радиусом R режущими лезвиями 3 сообщают согласованные одинаково направленные вращательные движения, соответственно B_1 и B_2 , образующие движение профилирования $\Phi_s(B_1B_2)$. Аналитически установлено, что полигональное формирование треугольника Рело обеспечивается, если радиус R инструмента связан с шириной b треугольника Рело зависимостью

$$R = \frac{b}{\sqrt{3}}$$

Одновременно инструмент 2 совершает поступательное движение Π_3 со скоростью резания. Таким образом, в данном случае движения резания и профилирования выполняются в разных плоскостях, т. е. разделены, благодаря чему обеспечивается постоянство переднего и заднего рабочих углов режущего лезвия. Переменными в данном случае являются главный ϕ и вспомогательный ϕ' углы в плане.

Если статические главный и вспомогательный углы в плане $\phi = \phi' = 45^\circ$, то, учитывая геометрию треугольника Рело, минимальное значение рабочих углов в плане составляет допустимое значение 15° , что соответствует нахождению вершины режущего лезвия в вершине формируемого треугольника Рело. Таким образом, при обработке деталей с профилем в виде треугольника Рело долблением рабочие углы режущего лезвия изменяются в допустимых пределах, благодаря чему обеспечивается возможность реализации схемы полигонального профилирования на зубодолбежном станке, как показано на рис. 4. в.

Рассмотренная схема основана на следующих указанных выше положениях синтеза рациональных схем обработки:

– форма режущих лезвий не влияет на формируемый профиль, т. к. их производящими элементами являются точки;

– обеспечение изменения рабочих углов режущих лезвий в допустимых пределах;

– рациональное распределение функции формообразования между станком и инструментом, что выражается в формировании трех равномерно расположенных по окружности конгруэнтных участков профиля за счет конструкции инструмента (оснащение его тремя равномерно расположенными по окружности производящими элементами, что обеспечивает выполнение инструментом функции деления);

– рациональная структура исполнительного движения профилирования, образуемого двумя равномерными вращательными движениями, задание скорости и направлений их вращения, обеспечивающих формирование треугольника Рело;

– разделение движений профилирования и резания, что позволило по сравнению с полигональным точением стабилизировать значения переднего и заднего рабочих углов инструмента и обеспечить возможность обработки поверхности с профилем в виде треугольника Рело;

– рациональное распределение движений между инструментом и заготовкой, что позволило реализовать эту схему обработки на универсальном зубодолбежном станке.

На основе изложенных положений разработан также реализованный в промышленности [16] способ обработки МП с профилем в виде треугольника Рело, формируемым методом огибания, обеспечивающим по сравнению с методом обката [4] упрощение конструкции инструмента и повышение точности формообразования.

Заключение. Таким образом, синтез эффективных схем обработки профильных МП с синусоидальным профилем и профилем в виде треугольника Рело возможен на основе: применения методов формообразования, при которых геометрия режущего лезвия не влияет на формируемый профиль [12]; оптимизации структуры [10] и относительной ориентации траекторий [11] исполнительных движений; рационального распределения движений между инструментом и заготовкой [13]; совмещения или разделения движений профилирования и резания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Конструирование и оснащение технологических комплексов / А. М. Русецкий [и др.]; под общ. ред. А. М. Русецкого. – Минск: Беларус. навука, 2014. – 316 с.

2. Синкевич, В. М. Исследование технологии изготовления профильных бесшпоночных соединений узлов судовых механизмов: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08 / В. М. Синкевич; Ленингр. кораблестр. ин-т. – Л., 1985. – 21 с.

3. Ворона, В. В. Расчет оснастки и операции токарной обработки синусоидальных цилиндрических поверхностей: дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / В. В. Ворона; Юго-западн. госуд. ун-т. – Курск, 2008. – 202 с.

4. Понкратов, П. А. Разработка эффективного долбежного инструмента для обработки сложных криволинейных поверхностей по методу обкатывания: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08 / П. А. Понкратов; Юго-западн. госуд. ун-т.- Курск, 2013. – 20 с.

5. Способ обработки профильного вала равной ширины: пат. RU 463129 / А. И. Барботько, П. А. Понкратов, М. С. Разумов. – Оpubл. 10.10.2012.

6. Коновалов, Е. Г. Основы новых способов металлообработки / Е. Г. Коновалов. – Минск: Изд-во АН БССР, 1961. – 297 с.

7. Радзевич, С. П. Формообразование поверхностей деталей. Основы теории / С. П. Радзевич. – Киев: Растан, 2001. – 592 с.

8. Родин, П. Р. Основы формообразования поверхностей резанием / П. Р. Родин. – Киев: Вища школа, 1977. – 192 с.

9. Пантелеенко, Ф. И. Классификация методов формообразования и синтез на ее основе схем обработки профильных моментопередающих поверхностей / Ф. И. Пантелеенко, А. А. Данилов // Наука и техника. – 2020. – №4. – С. 280–287.

10. Способ точения из заготовки некруглого вала с сечением в виде равномерно расположенных по окружности выступов: пат. ВУ 21958 / А. А. Данилов, В. А. Данилов. – Оpubл. 28.02.2018.

11. Способ обработки некруглых деталей с равномерно расположенными по окружности выступами: Евразийский патент № 034377 / А. А. Данилов, В. А. Данилов. – Оpubл. 31.01.2020.

12. Способ обработки некруглых деталей с треугольным профилем равной ширины: Евразийский патент 031383 / А. А. Данилов, В. А. Данилов. – Оpubл. 28.12.2018.

13. Способ получения детали с сечением в виде треугольника Рело из заготовки лезвийным режущим инструментом пат. ВУ 22235 / А. А. Данилов, В. А. Данилов. – Оpubл. 30.04.2018.

14. Данилов, А. А. Анализ и реализация схем полигонального точения многогранных поверхностей / А.А. Данилов // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. – Промышленность. Прикладные науки. – 2016. – № 11, с. 19–27.

15. Зенин, Н. В. Технологическое обеспечение качества трехгранного профиля бесшпичных соединений в условиях серийного производства: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08 / Н. В. Зенин; МВТУ им. Н. Э. Баумана. – М., 2007. – 132 с.

16. Пантелеенко, Ф. И. Обработка моментопередающих поверхностей с профилем в виде треугольника Рело на зубодолбежном станке / Ф. И. Пантелеенко, А. А. Данилов, И. К. Карась // Горная механика и машиностроение. – 2018. – № 4. – С. 59–65.

17. Шитиков, А.Н. Проектирование сборных фрез для обработки наружного РК-профиля: автореферат дис. ... к.т.н. 05.02.07 / А. Н. Шитиков; Тульск. госунар. ун-т. – Тула, 2007. – 20 с.

18. Максименко, Ю. А. Создание метода проектирования дисковых фрез с конструктивным исполнением радиальной подачи для обработки валов с РК и К- профилем: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.07 / Ю. А. Максименко; Юго-западн. госуд. ун-т. – Курск, 2014. – 20 с.

19. Волковский, С. В. Повышение эффективности формообразования равноосноконтурных поверхностей посредством создания режущего инструмента, реализующего метод огибания: дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / С. В. Волковский. – Хабаровск, 2002. – 218 с.

20. Тимченко, А. И. Процессы формообразования профильных поверхностей изделий с равноосным контуром: автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.02.08 / А. И. Тимченко; – М., 1993. – 41 с.

Поступила 14.04.2020

УДК 621. 91. 01

Данилов В.А.¹, Селицкий А.Н.²

СТАНОЧНОЕ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ РОТАЦИОННОГО ТОЧЕНИЯ СИНУСОИДАЛЬНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

1. Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

2. Полоцкий государственный университет

Новополоцк, Беларусь

Обоснована возможность обработки синусоидальных цилиндрических поверхностей на универсальных зубошлицефрезерных станках эксцентрично установленным круглым резцом. Определены требования к кинематической структуре специализированных станков для ротационного точения таких поверхностей. Рассмотрена пред-

ложенная структурная схема такого станка для комплексной обработки деталей с синусоидальными и круглыми поверхностями. Представлены конструкции разработанных инструментов для ротационного точения синусоидальных поверхностей с разными по универсальности устройствами для настройки эксцентриситета установки реза.

Ключевые слова: синусоидальная поверхность, ротационное точение, ротационный инструмент, металлорежущие станки.

Введение. В машиностроении кроме традиционных шлицевых и шпоночных соединений применяются профильные соединения, что обусловлено их эксплуатационными и технологическими преимуществами: обладают свойством самоцентрирования; выше усталостная прочность; меньше нагрев, износ и уровень шума; более высокая долговечность при меньшей себестоимости изготовления [1].

Чаще применяются профильные соединения с равноосным контуром (РК – профиль) [1], обработка деталей которых производится на сложных и дорогостоящих станках-профиляторах, основанных, например, на сообщении заготовке вращения, а вращающемуся режущему инструменту двух согласованных возвратно-поступательных движений во взаимно-перпендикулярных плоскостях [2]. Заслуживает внимания близкий по геометрии к РК-профилю синусоидальный (СК – профиль). Сопряженные наружные и внутренние поверхности деталей с таким профилем могут быть получены на менее сложных по конструкции станках.

Применение профильных соединений в отечественном машиностроении сдерживается нерешенностью теоретических и конструкторско-технологических задач создания специального инструментального обеспечения и станочного оборудования, разработки технологий изготовления деталей профильных соединений, что свидетельствует об актуальности исследований в этом направлении.

Создание инструментов для ротационного точения синусоидальных поверхностей. Для ротационного точения синусоидальных цилиндрических поверхностей эксцентрично установленным круглым резцом разработана инструментальная наладка (рис. 1, а).

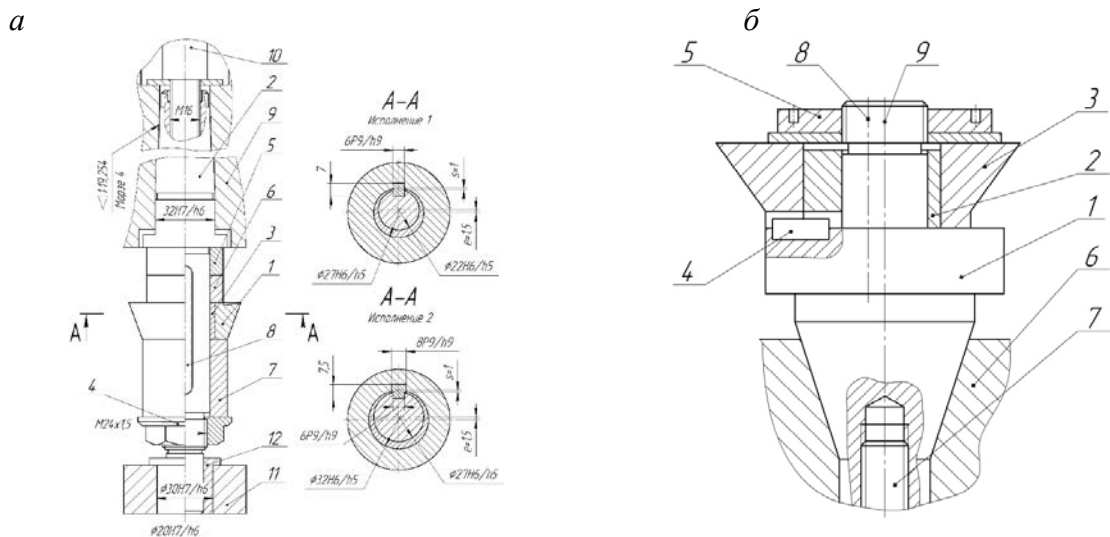


Рис. 1. Инструменты для обработки синусоидальных поверхностей:
а – инструментальная наладка; б – ротационный инструмент с эксцентрично установленным резцом

Круглый резец 1 установлен на оправке 2 через сменную переходную втулку 3, выполненную с требуемым эксцентриситетом e его установки. Резец крепится на оправке гайкой 4 через дистанционные втулки 5–7. Крутящий момент передается ему посредством шпонки 8, её высота зависит от эксцентриситета установки резца (рис. 1, а, исполнение 1). При различной ширине шпоночного паза в оправке и резце применяется ступенчатая шпонка (рис. 1, а, исполнение 2). Оправка 2 устанавливается в шпинделе 9 станка и втулке 12 контрподдержки 11 и крепится шомполом 10.

Во втором варианте конструкции ротационного инструмента (рис. 1, б) [3], на оправке 1 установлена сменная переходная втулка 2, несущая круглый резец 3. Фиксация положения резца 3 и втулки 2 относительно оправки 1 обеспечивается торцевой призматической шпонкой 4, а их крепление на оправке 1 – гайкой 5. Оправка 1 крепится неподвижно в шпинделе 6 станка.

Для формирования синусоидальных цилиндрических поверхностей наружная поверхность переходной втулки 2 расположена эксцентрично относительно ее внутренней поверхности, поэтому геометрическая ось 8 круглого резца 3 не совпадает с осью 9 оправки 1. При ее вращении совместно со шпинделем 6 станка непрерывно изменяется расстояние от оси вращения до круговой режущей кромки резца 3, благодаря чему обеспечивается обработка профильной поверхности. Наличие шпонки 4 для фиксации углового положения относительно оправки 1 одновременно круглого резца 3 и переходной втулки 2 обеспечивает надежность ротационного инструмента.

Применением переходных втулок с различной эксцентricностью расположения наружной и внутренней поверхности достигается широкая универсальность инструмента по форме обрабатываемых поверхностей, одно требуется соответствующее количество втулок. Этот недостаток устраняется при применении двух эксцентричных втулок 1, 2 (рис. 2), которые выполнены с эксцентриситетами e_1 и e_2 , соответственно, имеют по шесть шпоночных пазов и сопрягаются по диаметрам D_1, d_2 .

Совмещением шпоночных пазов втулок, например 1_2 и 2_1 (рис. 2, б), обеспечивается ступенчатое изменение эксцентриситета e , который определяется по зависимости:

$$e = \sqrt{e_1^2 + e_2^2 - 2e_1e_2 \cos \phi},$$

где ϕ – угол поворота одной втулки относительно второй.

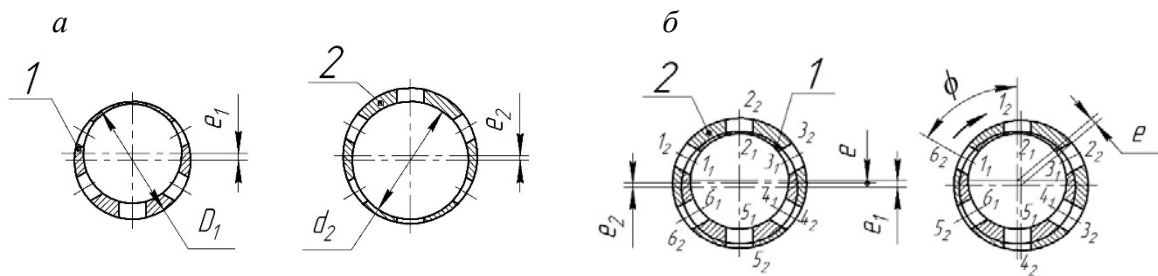


Рис. 2. Конструкция эксцентричных втулок для настройки эксцентриситета установки резца

Предложенные конструкции инструментов предпочтительны в условиях единичного и ремонтного производства.

При обработке в условиях серийного производства различных валов с синусоидальным профилем, имеющих одинаковый эксцентриситет e , целесообразно применение специальных оправок, выполненных со смещением e оси посадочной поверхности

ротационного резца относительно оси вращения оправки. В этом случае, благодаря минимальному количеству сопрягаемых деталей, обеспечивается более высокая жесткость инструментальной наладки, что способствует увеличению обработки и улучшению качества обработанной поверхности.

Оборудование для ротационного точения синусоидальных поверхностей. Для эффективной обработки поверхностей с периодически повторяющимся профилем предназначены специальные станки [2], работающие по методу прямого копирования, например токарно-гидрокопировальные станки фирм SCHERER, BOEHRINGER. В условиях серийного производства профильных соединений рекомендуется использовать схемы обработки профильных поверхностей, реализуемые универсальным станочным оборудованием [4].

Эффективным типом станочного оборудования для обработки профильных поверхностей являются, как показывает опыт эксплуатации станков – профиляторов немецких фирм WERA, FORTUNA, MANURHIN и др. [1], станки, работающие по методу кинематического профилирования. Современные станки токарной и фрезерной групп с ЧПУ, позволяют получать профильные в поперечном сечении детали разнообразной геометрии, например, фрезерованием пальцевыми фрезами [5]. Однако высокая стоимость данного типа оборудования ограничивает возможность его применения в отечественной промышленности, что обуславливает актуальность создания собственных станков и их инструментального оснащения, реализующих прогрессивные процессы формообразования профильных поверхностей.

В зависимости от реализуемых схем обработки известные станки для обработки профильных цилиндрических поверхностей можно отнести к четырем типам [4]: с вращательным движением шпинделя с заготовкой и осциллирующим или качательным движением инструмента; с планетарным движением заготовки; с планетарным движением инструмента; с вращательными движениями инструмента и заготовки. Станки последнего типа благодаря рациональной кинематике обладают более широкими технологическими возможностями при высокой производительности, поэтому промышленная реализация процессов формообразования профильных поверхностей ориентирована на создание станков данного типа. Решение этой задачи возможно по следующим направлениям: проектирование специального оборудования с необходимым инструментальным оснащением; расширение технологических возможностей близких по кинематической структуре универсальных станков за счет обеспечения необходимых параметров настройки и оснащения их сменными обрабатывающими модулями; создание специальных станков на базе универсальных.

Исходя из схем обработки профильных поверхностей [6], кинематическая структура станка с вращательными движениями инструмента и заготовки должна содержать: сложную кинематическую группу движения резания; простую или сложную группу движения подачи; группы движений установки и вспомогательных перемещений исполнительных органов. Подобную кинематическую структуру имеют зубофрезерные, зубодолбежные и резьбошлицефрезерные станки, что позволяет использовать их для обработки валов с синусоидальным профилем.

Таким образом, внедрение технологий обработки деталей профильных соединений в отечественном машиностроении целесообразно проводить за счет расширения технологических возможностей универсального оборудования, используя при этом простую конструкцию режущего инструмента.

Из отечественных станков данного типа рекомендуется широкоуниверсальный зубошлицефрезерный станок модели ВС-50 производства ОАО «Вистан» [7], кинематика которого обеспечивает согласование вращательных движений инструментального

шпинделя и шпинделя изделия, необходимое для формирования эксцентрично установленным круглым резцом синусоидального профиля с любым числом сторон.

Недостатком станка ВС-50 является сложность конструкции шпиндельного узла, который содержит два коаксиально расположенных шпинделя, что снижает его жёсткость. Поэтому в конструкции специального станка для обработки профильных поверхностей [8] по сравнению со станком ВС-50 вместо двух коаксиально расположенных шпинделей предусмотрен один шпиндель и две кинематические цепи передачи ему вращения, в зависимости от типа обрабатываемой детали.

Разработанный ротационный инструмент (см. рис. 1) нашел применение на резьбошлицефрезерном станке фирмы «HECKERT» модели GFLV-250 (рис. 3). За счет соответствующей настройки его кинематика позволяет обрабатывать ротационным точением трех и четырехгранные синусоидальные поверхности. Профилирование синусоидальной поверхности осуществляется движением $\Phi_U(B_1B_2)$, которое настраивается на траекторию и скорость резания органами i_x и i_U , соответственно. Настраиваемая кинематическая цепь внутренней связи $3 \rightarrow 2 \rightarrow 4 \rightarrow \Sigma \rightarrow 5 \rightarrow 6 \rightarrow R_1 \rightarrow i_x \rightarrow 7 \rightarrow 8 \rightarrow 9$ обеспечивает требуемое согласование движений B_1 и B_2 .

Направляющая формируемой поверхности (прямая линия) воспроизводится простой группой движения подачи $\Phi_5(\Pi_3)$. Ее внутренняя связь – поступательная пара: инструментальный суппорт → направляющие станины. Внешняя связь содержит кинематическую цепь: $10 \rightarrow 11 \rightarrow 12 \rightarrow i_s \rightarrow 13 \rightarrow R_2 \rightarrow 14 \rightarrow 15 \rightarrow 16$. Движение настраивается на скорость подачи органом настройки i_s , на путь и исходную точку упорами системы управления.

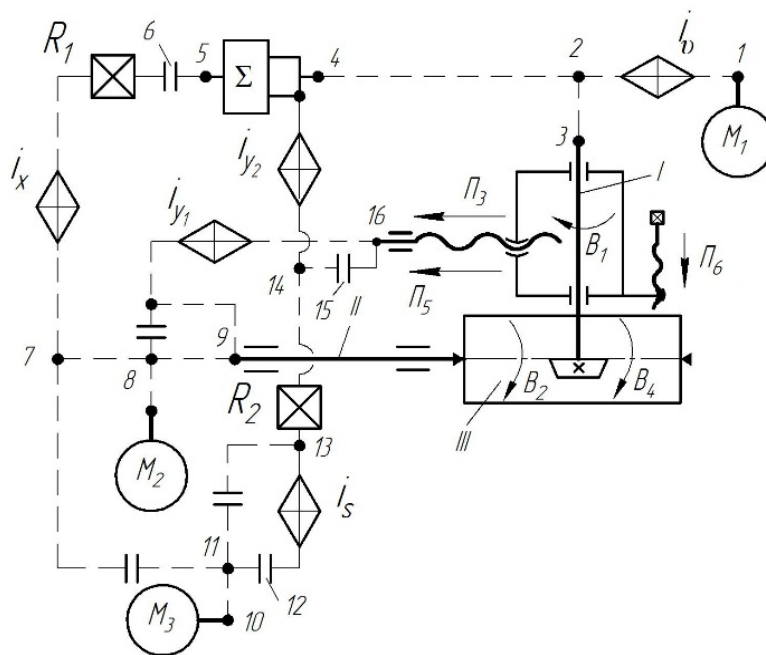


Рис. 3. Структурная схема станка модели HECKERT GFLV-250

Повышение производительности ротационного точения синусоидальных поверхностей обеспечивается при применении специального станка (рис. 4) [9].

Станок имеет: шпиндель 1, несущий обрабатываемое изделие 2; инструментальный шпиндель 3 с неподвижно закрепленным на нем круглым ротационным резцом 4; продольный 5 и поперечный 6 суппорты и установленную на поперечном суппорте 6 обойму 7.

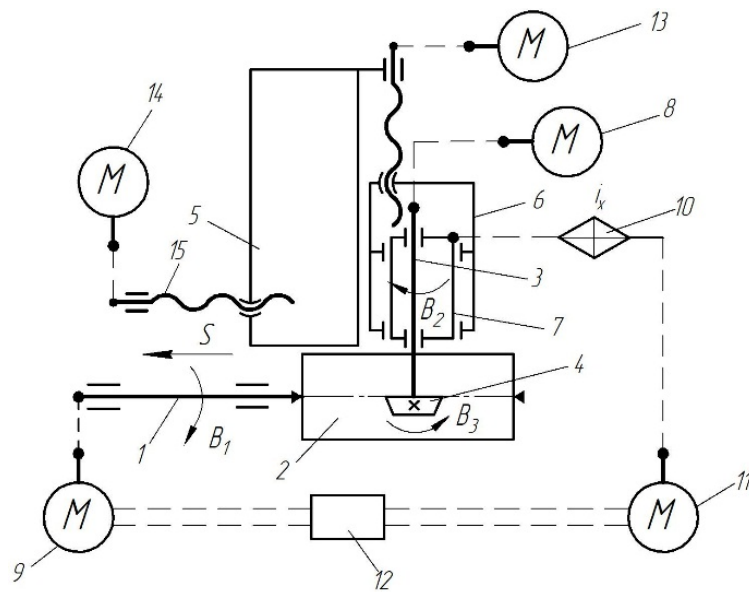


Рис. 4. Структурная схема станка для точения профильных валов

Инструментальный шпиндель 3 установлен в обойме 7 эксцентрично с возможностью вращения и настройки требуемого значения эксцентриситета – расстояния между осями вращения обоймы и инструментального шпинделя. Инструментальный шпиндель снабжен индивидуальным регулируемым двигателем 8.

Шпиндель 1 соединен с регулируемым синхронным электродвигателем 9, а обойма 7 кинематически связана через гитару сменных зубчатых колес 10 с регулируемым синхронным электродвигателем 11.

Электродвигатели 9 и 11 подключены к общему источнику питания 12 (регулируемому преобразователю частоты переменного тока). Благодаря тому, что оба электродвигателя синхронные, обеспечивается синхронизация вращательных движений шпинделя 1 и обоймы 7 без механической связи между ними, что существенно упрощает конструкцию станка.

Поперечный суппорт 6 снабжен приводом 13 его перемещения и установлен на продольном суппорте 6, снабженным приводом 14 его перемещения.

Точение профильных деталей с криволинейными поперечными сечениями, имеющими равномерно расположенные выступы, осуществляется круглым резцом 4. Для обработки различных деталей используется один резец, что повышает универсальность станка.

Инструментальный шпиндель установлен в обойме 5 с эксцентриситетом, величина которого задается в два раза меньше высоты выступов у обработанной детали. Орган 10 настраивается так, чтобы отношение частот вращения обоймы 7 и шпинделя 1 было равно количеству выступов. При точении круглых цилиндрических поверхностей эксцентриситет настраивается равным нулю.

При сообщении инструментальному шпинделю 3 с резцом 4 от привода 8 вращательного движения B_3 , противоположного по направлению вращению B_2 , окружная

скорость реза 4 не зависит от частоты движения B_2 и поэтому может быть настроена оптимальной при любой форме обработанной поверхности, что обеспечивает благоприятные условия резания. Благодаря этому существенно расширяются технологические возможности станка.

В процессе обработки движение профилирования $\Phi_v(B_1B_2)$ воспроизводит образующую формируемой поверхности (синусоидальный профиль), а движение $\Phi_s(P_4)$ – направляющую (прямую линию, параллельную оси заготовки). Вращательное движение B_2 из-за несовпадения геометрической оси реза с его осью вращения, следует рассматривать как поступательное P_2 , задающее радиальное перемещение режущего лезвия, необходимое для формирования некруглого профиля.

Внутренняя связь группы движения профилирования содержит кинематическую цепь $7 \rightarrow 10(i_x) \rightarrow M_{11} \rightarrow 12 \rightarrow M_9 \rightarrow 1$, органом i_x которой движение настраивается на траекторию. Скорость движения задается регулируемым электродвигателем M_8 .

Станок обеспечивает комплексную обработку детали с круглыми и синусоидальными цилиндрическими поверхностями.

Заключение

1. Обработка синусоидальных цилиндрических поверхностей ротационным точением возможна на универсальных зубошлифрезерных и резбошлифрезерных станках без их модернизации при создании соответствующего инструментального обеспечения.

2. Разработаны режущие инструменты для реализации на этих станках способа обработки синусоидальных цилиндрических поверхностей эксцентрично установленным круглым резцом.

3. Установлены требования к кинематике станков, обеспечивающей возможность обработки синусоидальных цилиндрических поверхностей по схеме с согласованными вращательными движениями инструмента и заготовки. Выполнен анализ кинематической структуры станка этого типа, на котором реализован способ ротационного точения синусоидальных цилиндрических поверхностей созданным инструментом.

4. Предложена структурная схема станка для комплексной обработки деталей с круглыми и синусоидальными поверхностями ротационными инструментами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тимченко, А. И. Процессы формообразования профильных поверхностей изделий с равноосным контуром: Автореф. дис. ... д.ратехн. наук: 05.02.08 / Мосстанкин. – М., 1993. – 41 с.
2. Чарнко, Д. В. Профильные соединения валов и втулок в машиностроении / Д. В. Чарнко, А. И. Тимченко // Вестн. машиностроения. 1981. – № 1. – С. 33–35.
3. Ротационный инструмент: полез. модель ВУ4541/ В. А. Данилов, А. Н. Селицкий; УО «Полоцкий государственный университет». Заявл. 2008.01.08. № u20080005.
4. Анализ и реализация схем формообразования поверхностей с синусоидальным профилем / В. А. Данилов, А. И. Костюченко, А. Н. Селицкий // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Серия В. Прикладные науки. – 2008. – № 2. – С. 30–37.
5. Зенин, Н. В. Технологическое обеспечение качества трехгранного профиля бесшпуночных соединений в условиях серийного производства : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.08 / Н. В. Зенин. – М., 2007. – 132 с.
6. Данилов, В. А. Анализ и реализация схем обработки профильных цилиндрических поверхностей ротационным инструментом / В. А. Данилов, А. Н. Селицкий // Горная механика и машиностроение: международный научно-технический журнал. – 2012. – № 4. – С. – 71–82.
7. Конструирование и оснащение технологических комплексов / А.М. Русецкий [и др.]; под общ.ред. А. М. Русецкого. – Минск : Беларус. навука, 2014. – 316 с.

8. Данилов, В. А. Анализ и реализация схем обработки некруглых поверхностей / В. А. Данилов, А. Н. Селицкий // Республиканский межведомственный сб. научных трудов «Машиностроение», 2007. – Вып. 23. – С. 173–177.

9. Станок для точения профильных деталей: полез. модель ВУ4540 / В. А. Данилов, А. Н. Селицкий; УО «Полоцкий государственный университет» Заявл. 2008.01.08. № u20080004.

Поступила 14.04.2020

УДК 621.002

Кане М.М., Загорская Н.Б.

АНАЛИЗ СИСТЕМЫ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОЧНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ШЕСТЕРЁН ПОСЛЕ ИХ ЗУБОФРЕЗЕРОВАНИЯ ЧЕРВЯЧНЫМИ ФРЕЗАМИ

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

В статье показана актуальность анализа фактических взаимосвязей показателей точности цилиндрических шестерён после различных операций обработки зубьев. В основе ГОСТ 1643–81, нормирующего требования к точности цилиндрических зубчатых передач, лежат взаимосвязи между основными показателями точности зубьев. Они учитывают некоторые закономерности зубонарезания и контроля зубьев. Однако в реальных производственных условиях эти закономерности могут изменяться с совершенствованием средств обработки и контроля зубьев, под влиянием различных факторов при обработке зубьев. Нами выполнено исследование указанных взаимосвязей в различных условиях обработки зубьев с применением корреляционного анализа. Выполнено ранжирование рассмотренных 17 показателей точности зубьев по силе связности между ними. Полученные результаты будут способствовать совершенствованию производства цилиндрических шестерён.

Введение. Зависимости между допусками зубьев цилиндрических шестерён, лежащие в основе ГОСТ 1643–81[1], были впервые сформулированы в 1956 году в первой редакции данного стандарта. Затем они были уточнены во второй редакции 1972 года и сохранены в действующей редакции 1981 года. Эти зависимости [2] позволили соблюсти принципиально верные соотношения между допусками на различные показатели точности зубьев, но не дают полной картины взаимосвязей между этими показателями после различных методов обработки. Это вызвано следующими причинами.

1. Имеющиеся зависимости охватывают ограниченное число показателей точности и действуют в основном внутри отдельных норм точности.

2. Фактические значения показателей точности зубьев при их обработке формируются под влиянием большого числа факторов и являются случайными величинами. Для анализа взаимосвязей между ними следует использовать также и статистические методы.

3. Совершенствование средств производства изменяет степень проявления элементных показателей точности зубьев шестерён в их комплексных показателях. Поэтому принятые сейчас базовые взаимосвязи между показателями точности зубьев [2] должны периодически пересматриваться. Это положение нашло своё подтверждение в том, что зависимости, положенные в основу ГОСТ 1643–56 и ГОСТ 1643–72 (81), отличаются друг от друга.

4. В настоящее время отсутствует информация о степени важности тех или иных показателей в общей системе показателей точности зубьев цилиндрических шестерён. Эта система включает 34 показателя [1] и информация о роли каждого из них необходима при выборе контрольного комплекса при изготовлении различных видов шестерён.

Задачи исследования. Исходя из сказанного, нами были поставлены следующие задачи исследования:

1. Предложить методику изучения взаимосвязей между показателями точности цилиндрических шестерён после их зубофрезерования.

2. Выполнить данное исследование для различных условий зубофрезерования цилиндрических шестерён.

3. Оценить степень тесноты взаимосвязей между различными показателями точности шестерён, произвести ранжирование рассмотренных показателей по силе связности между ними.

Методика, условия и результаты исследования. В общем случае для полной характеристики системы случайных величин необходимо знать законы их распределения и структуру их взаимосвязей. Результаты выполненного нами исследования законов распределения значений различных показателей точности цилиндрических шестерён представлены в работе [3].

Наиболее полную картину взаимосвязей внутри n -мерной системы случайных величин можно получить с помощью квадратных матриц $\|r_{x_i x_j}\|^n$ и $\|r'_{x_i x_j}\|^n$ n -го порядка парных $r_{x_i x_j}$ и частных $r'_{x_i x_j}$ коэффициентов корреляции. Каждый элемент матрицы представляет собой коэффициент корреляции $r_{x_i x_j}$ или $r'_{x_i x_j}$ между фактическими значениями показателей точности зубьев x_i и x_j в партии колёс, причём $i \neq j$.

Коэффициент парной корреляции $r_{x_i x_j}$ характеризует, как известно, тесноту линейной связи между двумя случайными величинами в данных условиях. Частный коэффициент парной корреляции $r'_{x_i x_j}$ представляет собой меру тесноты линейной связи двух случайных величин при условии постоянства остальных случайных величин, т. е. он оценивает истинную тесноту связи двух величин в данной совокупности, очищенную от влияния других переменных.

Для сбора экспериментального статистического материала, необходимого для расчёта указанных показателей, нами было обработано и измерено 15 партий цилиндрических зубчатых колёс в производственных условиях Минского завода шестерён и Минского тракторного завода и 5 партий цилиндрических зубчатых колёс в лабораторных условиях завода «Вистан». В лабораторных условиях использовались новые зубофрезерные станки, изготовленные на заводе «Вистан». Объектами исследования являлись зубчатые колёса $m = 3-5$ мм, с наружным диаметром 70–200 мм, изготовленные из сталей 25ХГТ, 18ХГТ. Обработка выполнялась чаще всего на полуавтоматах мод.5В312. Объём партии составлял обычно 50 шт. Обработка каждой партии производилась на одном станке в одинаковых условиях, при постоянных режимах резания, одним инструментом при постоянной его настройке за период его стойкости. Анализ подверглись взаимосвязи между 14 показателями точности зубьев согласно ГОСТ 1643–81 ($F'_i, F_p, F''_i, F_r, F_{vw}, f'_i, f_{pt}, f''_i, f_f, +f_{pb}, -f_{pb}, F_{\beta}, +E_{\alpha''s}, -E_{\alpha''i}$), а также тремя показателями точности базовых поверхностей шестерён ($E_T, \Delta D, E_r$). Здесь E_T – биение базового при зубонарезании торца шестерни; ΔD – зазор при зубонарезании в сопряжении

отверстие колеса – оправка приспособления, характеризует точность посадочного отверстия колеса; E_r – радиальное биение наружной поверхности заготовки колеса.

Для оценки значимости выборочных коэффициентов корреляции мы воспользовались таблицей квантилей распределения выборочного коэффициента корреляции $r_{1-p/2}$ [4]. Если найденный коэффициент корреляции удовлетворяет неравенству

$$|r_{x_i x_j}| > r_{1-p/2},$$

то он является значимым, т.е. нужно признать, что между изучаемыми параметрами x_i и x_j существует корреляционная связь. При $n = 50$, $p = 0,05$ (здесь n – число деталей в партии, p – уровень значимости) $r_{1-p/2} = 0,273$. Т. е. при соблюдении неравенства $|r_{x_i x_j}| > 0,273$ мы с достоверностью 95 % можем утверждать, что между факторами x_i и x_j имеется корреляционная связь, а $r_{x_i x_j}$ или $r'_{x_i x_j}$ значимо характеризуют её тесноту.

В табл.1 в верхней правой части приведена полуматрица значений $\overline{r_{x_i x_j}}$, а в нижней левой части – значений $\overline{r'_{x_i x_j}}$ для рассмотренных показателей точности цилиндрических зубчатых колёс после их зубофрезерования в производственных условиях. Причём каждое значение $\overline{r_{x_i x_j}}$ и $\overline{r'_{x_i x_j}}$ представляет собой среднее арифметическое для всех рассчитанных для данных показателей точности значений $r_{x_i x_j}$ и $r'_{x_i x_j}$ по всем обработанным и измеренным партиям шестерён.

Используя методику решения задачи о «лидере», предложенную в теории графов [5,6], с помощью полученных данных нами было выполнено ранжирование рассмотренных показателей точности цилиндрических шестерён по силе связности каждого показателя с другими показателями. Заменяя значимые коэффициенты корреляции в корреляционной матрице единицами, а незначимые – нулями, преобразованную таким образом r – матрицу, состоящую из нулей и единиц, можно рассматривать как матрицу смежности. Сила взаимодействия данного параметра с остальными, его роль в изучаемой системе показателей оцениваются этим методом по величине итерированной силы, равной сумме коэффициентов корреляции всех остальных параметров с данным.

Для решения указанной задачи нами были рассчитаны по матрицам парных $\overline{r_{x_i x_j}}$ и частных $\overline{r'_{x_i x_j}}$ коэффициентов корреляции рассмотренных показателей точности цилиндрических зубчатых колёс после зубофрезерования в производственных и лабораторных условиях итерированные силы до третьего порядка (табл. 2). Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие основные выводы.

Выводы. 1. Большинство исследованных показателей точности зубчатых колёс для рассмотренных условий зубофрезерования в той или иной степени взаимосвязаны. Однако существенными являются, как правило, взаимосвязи либо внутри одной нормы точности, либо между показателями из разных норм точности, но связанных методикой измерения (например, F'_i и f'_i , F''_i и f''_i , F_p и f_{pt} и др.), либо между показателями, связанными косвенно вследствие зависимости от какого-то общего для них показателя точности. Так, взаимосвязи между F'_i и f_{pt} , f_f можно объяснить зависимостью указанных показателей точности от f'_i . Последний вид взаимосвязи между показателями

точности выявляется при сопоставлении соответствующих значений парных $r_{x_i x_j}$ и частных $r'_{x_i x_j}$ коэффициентов корреляции. При наличии такой косвенной взаимосвязи существенному значению $r_{x_i x_j}$ соответствует несущественное значение $r'_{x_i x_j}$.

2. В производственных условиях степень тесноты взаимосвязи между показателями точности в основном меньше, чем в лабораторных условиях. Однако число существенных взаимосвязей больше, чем в лабораторных условиях. Это объясняется тем, что в производственных условиях вследствие меньшей жёсткости и точности технологических систем зубофрезерных станков по сравнению с лабораторными условиями на взаимосвязи между показателями точности влияет большее число факторов и между большим числом показателей точности имеются косвенные связи.

3. Показатели точности базовых поверхностей шестерён (E_T , ΔD , E_r) не взаимосвязаны между собой и в то же время достаточно тесно связаны (за исключением E_r) с показателями кинематической точности, точности контакта зубьев и бокового зазора. Это создаёт предпосылки для управления значениями указанных показателей точности зубьев путём оптимизации требований к E_T и ΔD перед зубонарезанием. Значения E_r практически не влияют на показатели точности зубьев при зубофрезеровании на настроенных станках. Поэтому этот показатель не нуждается в контроле перед зубонарезанием в указанных условиях.

4. Анализ результатов ранжирования показателей точности цилиндрических зубчатых колёс после их зубофрезерования позволяет выявить показатели, наиболее тесно связанные с остальными. Контроль этих показателей позволяет получить больше информации о точности колеса в целом. Среди показателей кинематической точности наиболее информативными являются F_i , F_i'' , F_p , среди показателей плавности – f_i' , f_{pi} , f_i'' , f_{pb} , среди показателей контакта зубьев – F_β .

Таблица 1 – Матрица парных r_{x_i, x_j} и частных r'_{x_i, x_j} коэффициентов корреляции между 17 показателями точности цилиндрических зубчатых колёс после зубофрезерования в производственных условиях

№ п/п	Показат. точности	F_i'	F_p	F_i''	F_r	F_{vw}	f_i'	f_{pt}	f_i''	ff	$+f_{pb}$	$-f_{pb}$	F_β	$+E_a''s$	$-E_a''i$	E_T	ΔD	E_r	
1	F_i'	1																	
2	F_p		0,604	0,482	0,712	0,352	0,515	0,341	0,237	0,284	0,307	0,282	0,218	0,289	0,247	0,344	0,418	0,242	
3	F_i''			0,532	0,482	0,295	0,282	0,618	0,234	0,215	0,178	0,118	0,186	0,410	0,180	0,370	0,462	0,286	
4	F_r				0,614	0,239	0,325	0,288	0,516	0,224	0,216	0,160	0,318	0,546	0,583	0,385	0,422	0,261	
5	F_{vw}					0,173	0,344	0,256	0,236	0,168	0,177	0,185	0,273	0,264	0,229	0,330	0,381	0,260	
6	f_i'				0,212			0,321	0,360	0,472	0,630	0,615	0,175	0,180	0,128	0,202	0,302	0,141	
7	f_{pt}				0,078	0,185	0,295		0,285	0,321	0,298	0,204	0,158	0,251	0,155	0,244	0,268	0,134	
8	f_i''				0,218	0,227	0,341	0,185		0,305	0,334	0,292	0,156	0,249	0,240	0,236	0,299	0,187	
9	ff				0,128	0,157	0,542	0,315	0,287		0,427	0,347	0,210	0,050	0,060	0,165	0,181	0,128	
10	$+f_{pb}$				0,131	0,178	0,523	0,306	0,317	0,448		0,018	0,117	0,094	0,147	0,218	0,185	0,176	
11	$-f_{pb}$				0,120	0,241	0,503	0,298	0,308	-0,30	0,528		0,104	0,085	0,263	0,173	0,107	0,078	
12	F_β				0,218	0,230	0,254	0,121	0,172	0,157	0,085	0,080		0,211	-0,25	0,541	0,322	0,236	
13	$+E_a''s$				0,215	0,167	0,121	0,154	0,268	0,071	0,125	0,068	0,102		0,631	0,299	0,315	0,243	
14	$-E_a''i$				-0,12	-0,12	0,104	0,105	0,238	-0,11	0,103	0,205	0,188	0,918		0,304	0,294	0,198	
15	E_T				0,297	0,220	0,184	0,251	0,252	0,143	0,203	0,124	0,511	0,286	0,190		0,194	0,170	
16	ΔD				0,361	0,229	0,194	0,267	0,233	0,197	0,200	0,091	0,300	0,299	0,198	0,182		0,113	
17	E_r				0,154	0,145	0,121	0,114	0,185	0,112	0,127	0,080	0,116	0,167	0,200	0,188	0,146		

Таблица 2 – Результаты расчёта итерированных сил и ранжирования показателей точности цилиндрических зубчатых колёс по-сле зубофрезерования в производственных и лабораторных условиях

№ п/п	Характеристики взаимосвязи между показателями точности зубчатых колёс	Условия зубо-обработки	Характеристики ранжирова-ния показателей точности зубчатых колёс	Показатели точности цилиндрических зубчатых колёс								
				F_i'	F_p	F_i''	F_r	$F_{\text{нв}}$				
1	2	3	4	5	6	7	8	9				
1	Ранжирование по коэффициентам парной корреляции	Производ-ственные	Итерированная сила третьего порядка Р3	974	802	919	676	227				
2			Распределение показателей точности по величине Р3	1	4	2	6	16				
3		Лабораторные	Итерированная сила третьего порядка Р3	-	598	569	572	91				
4			Распределение показателей точности по величине Р3	-	1	4	3	14				
5	Ранжирование по коэффициентам частной корреляции	Производ-ственные	Итерированная сила третьего порядка Р3	420	391	390	301	73				
6			Распределение показателей точности по величине Р3	1	2	3	8	16				
7		Лабораторные	Итерированная сила третьего порядка Р3	-	254	310	310	1				
99998			Распределение показателей точности по величине Р	-	4	1	2	15				
Показатели точности цилиндрических зубчатых колёс												
№ п/п	f_i'	f_{pt}	f_i''	ff	$+f_{pb}$	$-f_{pb}$	F_{β}	$+E_a's$	$-E_a't$	E_T	ΔD	E_r
1	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
1	889	671	611	529	529	452	375	553	291	550	779	103
2	3	7	8	11	12	13	14	9	15	10	5	17
3	-	535	567	246	254	254	241	539	322	530	576	91
4	-	7	5	12	10	11	13	6	9	8	2	15
5	329	276	285	267	380	329	100	190	106	238	310	1
6	6	10	9	11	4	5	15	13	14	12	7	17
7	-	205	263	163	163	163	82	193	156	187	224	51
8	-	6	3	9	10	11	13	7	12	8	5	14

5. Результаты ранжирования показателей точности цилиндрических зубчатых колёс после зубофрезерования в производственных и лабораторных условиях по матрицам парных и частных коэффициентов корреляции имеют некоторые особенности, часть которых описана выше, однако существенно не отличаются друг от друга.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 1643–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. Госстандарт СССР. М. 1981.
2. Тайц, Б. А. Точность и контроль зубчатых колёс. / Б. А. Тайц. М., «Машиностроение», 1972.
3. Кане, М. М. Характеристики процессов зубонарезания цилиндрических шестерён как случайных. / М. М. Кане//Машиностроение. Республиканский межведомственный сборник научных трудов. Минск, БНТУ, 2019. С. 54–62
4. Пустыльник, Е. И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений/ Е. И. Пустыльник. М., Изд-во «Наука», 1968.
5. Берж, К. Теория графов и её применения. / К. Берж. Пер. с французск.. М.: Издат. иностран. литературы. 1962
6. Основы исследований и изобретательства в машиностроении: практикум: учебное пособие / М. М. Кане [и др.]; под ред. М.М. Кане.-Минск: Вышэйшая школа, 2020.

Поступила 15.06.2020

УДК 621.793

Леванцевич М.А.¹, Сокоров И.О.², Ванюк Э.А.³

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ ГАЗОМЕТРИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ, МОДИФИЦИРОВАННЫХ НАНОУГЛЕРОДАМИ НА ОСНОВЕ ФУЛЛЕРЕНОВОЙ ЧЕРНИ

1. ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси»

2. УО «Республиканский институт профессионального образования»

3. Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

В статье приведены результаты исследований коэффициента трения композиционных газотермических покрытий, модифицированных добавками фуллереновой черни до 10 % от объема порошкового материала. Технология формирования покрытий: газопламенное напыление с последующим оплавлением и финишная механическая обработка образцов для испытаний

Введение. Проблема кардинального повышения ресурса узлов трения машин и механизмов предопределяет необходимость изыскания все более эффективных путей ее решения. Перспективным в этом направлении является применение упрочняющих технологий, обеспечивающих формирование поверхностей трения с заданным комплексом эксплуатационных свойств различными технологическими методами, в том числе и путем нанесения антифрикционных покрытий [1].

В последние годы, в связи с бурным развитием нанотехнологий, наибольший интерес стали представлять композиционные покрытия, содержащие в матричном мате-

риале ультрадисперсные (размером не более 10...100 нанометров) частицы из оксидов, боридов, карбидов, фуллеренов, ультрадисперсных алмазов и др. Известно, что введение в состав, например, электрохимических покрытий порошка ультрадисперсных алмазов детонационного синтеза (УДА) способствует диспергированию кристаллов осаждаемого металла и насыщению покрытия сверхтвердыми частицами. В результате износостойкость, микротвердость, адгезия покрытий и их коррозионная стойкость существенно повышаются [2, 3]. При использовании, например, в качестве присадки к индустриальным маслам фуллерена C₆₀ улучшается трибополимеризация минерального масла следствием, которой, является образование на трущихся поверхностях антифрикционного покрытия обладающего низкими значениями коэффициента трения скольжения и высокой износостойкостью [4]. При этом, улучшение эксплуатационных свойств покрытий в значительной степени может зависеть как от качества используемых порошков, вида осаждаемого материала покрытия, так и от размера и концентрации частиц порошка в покрытии.

Многообразие факторов, влияющих на качество формируемых покрытий, создает определенные трудности при выборе необходимого вида покрытия для конкретных условий эксплуатации деталей трибосопряжений. Имеющейся к настоящему времени информации об эксплуатационных свойствах и технологических возможностях композиционных покрытий с наноразмерными наполнителями недостаточно для принятия решения о целесообразности их практического применения.

Кроме того, значительная часть публикаций по вопросам формирования композиционных покрытий с наполнителями наноразмерного уровня посвящена преимущественно методам гальванического осаждения, в то время, как в современном машиностроении известно большое количество средств и методов формирования покрытий. К их числу относятся методы газотермического и ионно-плазменного напыления, лазерного легирования, микродугового оксидирования, ионной имплантации, золь-гель методы и др. Однако эффективность их применения с точки зрения создания композиционных покрытий недостаточно изучена, что и предопределяет необходимость проведения дополнительных исследований.

Целью исследований, выполненных в настоящей работе, являлось изучение влияния модификация порошковых материалов наноразмерными добавками фуллереновой черни размером около 30 нм на триботехнические свойства покрытий, сформированных методом газопламенного напыления.

Материалы. Для проведения исследований были выбраны покрытия системы Ni-Cr-B-Si, широко используемые в машиностроительном производстве для решения задач, связанных не только с улучшением эксплуатационных свойств трущихся деталей подвижных сопряжений, но и восстановлением изношенных деталей. В исследованиях было задействовано 6 композиций порошковых материалов, которые модифицировались добавками фуллереновой сажи в количестве не более 10 % объема порошка (таблица 1).

Таблица 1 – состав порошковых смесей, модифицированных добавками фуллереновой сажи

Марка порошка	Химический состав
ПГ-СР4	основа Ni; 13–17 % Cr; 0,6–1 % C; 3–5 % Si; 2,5–4 % B; 4 % Fe
ПР-БрОНСР	основа Cu; 8 % Sn; 5 % Ni; 1 % Si; 1 % B
ПН-НД-42	основа Ni-Cu; 42,5 % Cu; 0,2 % C; 0,9 % Si; 1 % B; до 3 % Fe
ПР-Х4ГСР	основа Fe; 3,8 % Cr; 1,2 % C; 2,5 % Si; 2,2 % B; 0,5 % Cu
ПГ-19М-01	основа Cu; 4 % Fe; 8,5–10,5 % Al
ПТ-ЮНХ16СР3	основа Ni; 0,7 % C; 16 % Cr; 3,2 % Si; 2,6 % B; 1,2 % Al

Указанные порошковые композиции использовались для последующего формирования композиционных покрытий на плоских поверхностях экспериментальных образцов дисков, диаметром 70 мм и толщиной 5 мм, изготовленных из стали 45 ГОСТ 1050-88. Формирование покрытий осуществлялось с использованием оборудования для газопламенного напыления покрытий мод. ТРУ-2.1.Р, разработанного на базе отраслевой научно-исследовательской лаборатории плазменных и лазерных технологий БНТУ, при следующих режимах: давление воздуха 0,2 МПа, давление воздуха кислорода 0,3 МПа, давление мафа 0,18 МПа, температура горения дуги 2800 °С. Оплавление сформированного слоя покрытия осуществлялось до «запотевания» поверхности (температура 1123–1273 К).

После напыления образцы шлифовали и полировали до шероховатости Ra 0,63 (рис. 1).



Рис. 1. Экспериментальные образцы дисков с покрытиями для проведения испытаний на трение и износ

Методика исследований. Диски с покрытием и без покрытия подвергали сравнительным испытаниям на трение и изнашивание на машине трения одностороннего вращения реализующей трение сферического индентора, выполненного из стали 40Х (HRC 43...45), по плоской поверхности диска (рис. 2).



Рис. 2. Фото машины трения одностороннего вращения

Испытания проводили в режиме «сухого трения» (без смазочного материала) с использованием в качестве контртела сферического индентора радиусом 1 м при ско-

рости относительного скольжения индентора по диску 3 м/с и удельной нагрузка в зоне контакта 7,8 МПа. В ходе испытаний регистрировали силу трения, возникающую в процессе трения индентора с плоской поверхностью диска, по значениям, которой, вычислялись величины коэффициента трения скольжения ($f_{тр}$), а также износ индентора и диска, определяемый методом взвешивания, т.е. по разности масс образцов до и после испытаний. Продолжительность испытаний составляла $t = 60$ мин, что соответствовало пути трения $S = 18000$ м.

В качестве примера на рисунке 3 представлены образец осциллограммы с записью отклонений силы трения от начала до конца цикла испытаний.



Рис. 3. Осциллограмма отклонений силы трения $F_{тр}$ при трении сферического индентора по диску с покрытием ПТ-ЮНХ16СР3 (основа Ni; 0,7 % C; 16 % Cr; 3,2 % Si; 2,6 % B; 1,2 % Al)

Результаты исследований. При проведении исследований на этапе подготовки порошковых композиций было установлено, что при добавке фуллереновой черни не все исходные порошковые смеси одинаково взаимодействуют с ней, что может приводить к ухудшению качества покрытий, формируемых при последующем напылении. В частности, покрытие на основе порошка ПР-БрОНСР, после смешивания с добавкой фуллереновой черни и последующем напылении (рис. 4), оказалось не пригодным к испытаниям.

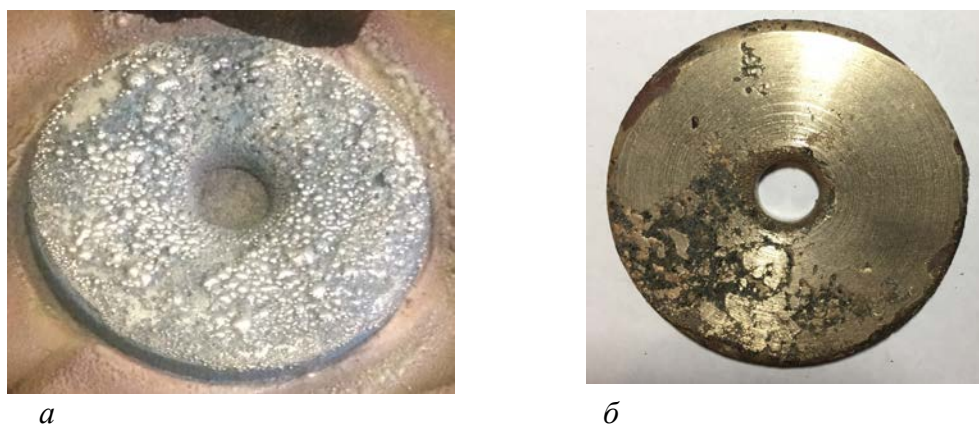


Рис. 4. Фото дисков с покрытием на основе порошка ПР-БрОНСР с добавкой 10 масс % фуллереновой черни:

а – образец после газопламенного напыления с оплавлением, *б* – образец после шлифования

В ходе триботехнических испытаний образцов без покрытия, а также образцов с не модифицированными и модифицированными фуллереновой чернью покрытиями были получены следующие значения величин коэффициента трения скольжения (таблица 1):

Результаты исследований на коэффициент трения показали, что из представленных данных (таблица 1), модификация фуллереновой чернью порошковых смесей, используемых для последующего газопламенного напыления, способствует снижению коэффициенту трения скольжения для следующих видов сформированных покрытий: ПР-Х4ГСП – в 1,8 раза, ПГ-19М-01 – в 2,6 раза и ПТ-ЮНХ16СП3 – в 1,6 раза. Вместе с тем, подобная модификация может привести как к увеличению значений величины коэффициента трения скольжения, в частности, для покрытий на основе порошков ПГ-СП4 в 1,2 раза, так и не оказывать существенного влияния, например, для покрытий ПН-НД-42.

Таблица 2 - Значения величин коэффициента трения скольжения при трении сферического индентора по диску без покрытия и дискам с не модифицированными и модифицированными фуллереновой чернью покрытиями.

Вид покрытия	Не модифицированные	Модифицированные добавкой 10 масс. % фуллереновой черни
ПГ-СП4	0,203	0,241
ПР-БрОНСП	–	–
ПН-НД-42	0,205	0,201
ПР-Х4ГСП	0,18	0,098
ПГ-19М-01	0,218	0,084
ПТ-ЮНХ16СП3	0,19	0,118
Сталь 45 (HRC 43...45) без покрытия	0,21	

Заключение. Анализ результатов выполненных исследований позволяет заключить, что модификация порошковых композиций для газопламенного напыления нанокремнекислотными добавками фуллереновой черни способствует снижению коэффициенту трения скольжения сформированных из них следующих видов покрытий: ПР-Х4ГСП – в 1,8 раза, ПГ-19М-01 – в 2,6 раза и ПТ-ЮНХ16СП3 – в 1,6 раза. Вместе с тем, подобная модификация может привести как к увеличению значений величины коэффициента трения скольжения, в частности, для покрытий на основе порошков ПГ-СП4 в 1,2 раза, так и не оказывать существенного влияния, например, для покрытий ПН-НД-42.

Таим образом технология модификации фуллереновыми нанокремнекислотными компонентами порошковых смесей для газопламенного напыления может способствовать существенному улучшению эксплуатационных свойств, сформированных из них покрытий, что позволит достигнуть увеличения ресурса быстроизнашивающихся деталей, а, следовательно, затраты на изготовление запасных частей и ремонтно-восстановительные работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Киричек, А. В. Повышение эффективности упрочняющих технологий // Справочник. Инженерный журнал, №3, 2004, с. 15–20.

2. Тимошков, Ю. В., Губаревич Т. М., Ореховская Т. И., Молчан И. С., Курмашев В. И. Свойства композиционных никелевых покрытий с различными типами ультрадисперсных алмазных частиц // Гальванотехника и обработка поверхности, 1999, т.7, № 2, с. 20–25.

3. Ващенко, С. В., Соловьева З. А. Электроосаждение износостойких хромовых покрытий из электролитов с ультрадисперсными алмазными порошками // Гальванотехника и обработка поверхности, 1(1992), № 5 – 6, 45 – 48.

4. Гинзбург, Б. М., Байдакова, М. В., Киреевко, О.Ф., Точильников, Д. Г., Шепелевский, А. А. // Влияние фуллерена C60, фуллереновых саж и других углеродных материалов на граничное трение скольжения металлов / Журнал технической физики, 2000, том 70, вып. 12, С. 87–97

Поступила 19.10.2020

УДК 621.794

Синькевич Ю.В.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОЧНОСТИ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОБРАБОТКИ ПРИ ЭЛЕКТРОИМПУЛЬСНОМ ПОЛИРОВАНИИ

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Приведено описание методов исследования точности обработки при электроимпульсном полировании железо-никель-хромовых сплавов путем изучения распределения электрического поля в электролите, определения рассеивающей способности электролита, волнистости и отклонения от круглости поверхности образцов. Производительность обработки оценивалась по величине удельного съема металла с поверхности и съема металла на сторону.

Введение. Для электрохимических методов обработки обеспечение точности является одной из сложнейших задач [1]. Съем металла на различных участках поверхности заготовки сложной конфигурации напрямую связан с пространственно-временной эпюрой локальных скоростей анодного растворения металла. В общем случае равномерность съема металла, определяющая точность обработки, характеризуется равномерностью распределения электрического тока на различных участках обрабатываемой поверхности. При электрохимической обработке на распределение электрического тока оказывает влияние ряд трудно учитываемых факторов, в частности, расположение электродов относительно друг друга и относительно стенок электролитической ячейки, конфигурация и размер электродов и ячейки, величина поляризации электродов, электропроводность электролита, гидродинамические явления в электролите и другие факторы [2].

Для оценки равномерности распределения электрического тока на поверхности электродов существует несколько методов, которые можно объединить в три группы:

1. Графический метод [3], основанный на исследовании поляризации электродов. Основной недостаток метода заключается в сложности снятия воспроизводимых кривых поляризации.

2. Метод построения электрического поля [3], сущность которого заключается в том, что в результате измерений потенциалов в различных точках электролитической ячейки строится электрическое поле в виде графика распределения эквипотенциальных и силовых линий.

3. Метод, основанный на исследовании распределения тока непосредственно на поверхности электродов [2].

Первые два метода характеризуется большой трудоемкостью и не обеспечивают достоверных воспроизводимых результатов. В настоящее время третий метод получил наибольшее научно-практическое применение.

Методики исследований. Для исследования распределения электрического поля в электролите в условиях электроимпульсного полирования (ЭИП) использовалось устройство, схема которого представлена на рисунке 1. Оно включает набор датчиков $E1–EN$ и запоминающее устройство, выполненное на базе конденсаторов $C1–CN$ небольшой емкости (0,1 мкФ) и диодных ключей $VD1–VDN$.

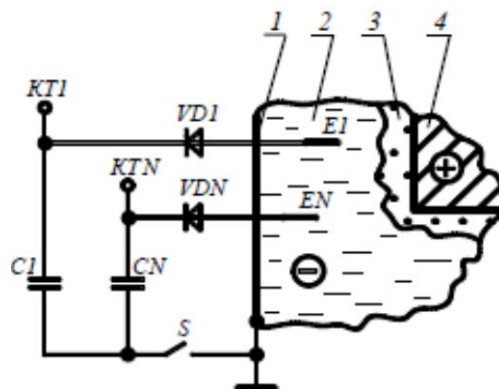


Рис. 1. Схема устройства для исследования распределения электрических потенциалов в электролитической ячейке (фрагмент)

1 – катод; 2 – электролит; 3 – парогазовая оболочка; 4 – анод

При подаче на электролитическую ячейку напряжения обработки между анодом 4 и катодом 1 в электролите 2 возникает электрический ток, приводящий к образованию парогазовой оболочки (ПГО) 3 и перераспределению электрических потенциалов в электролите. После образования динамически устойчивой ПГО к катоду переключателем S подключались конденсаторы $C1–CN$ через диодные ключи $VD1–VDN$. После зарядки конденсаторы отключались от катода и выключался источник тока. Электрические потенциалы, характерные для каждой исследуемой точки в электролите, измерялись в контрольно-измерительных точках $KT1–KN$ высокоомным электронным вольтметром ВЗ–55. Величина измеренных потенциалов корректировалась на величину падения напряжения на диодах $VD1–VDN$.

Исследование равномерности распределения электрического тока на поверхности анода в условиях ЭИП выполнялось по методике определения рассеивающей способности электролита. Термин «рассеивающая способность электролита» означает способность электролита перераспределять электрический ток в электролитической ячейке в зависимости от ее конфигурации, состава, физико-механических свойств электролита и режима электролиза. Для анодной обработки рассеивающая способность электролита характеризует равномерность съема металла с различных участков обрабатываемой поверхности, а, следовательно, точность обработки.

Основные результаты. Электрический ток, проходя через электролит, на своем пути от катода до различных участков поверхности анода встречает неодинаковое электрическое сопротивление R , которое в общем случае можно представить в виде равенства:

$$R = R_{\text{перех}} + R_{\text{эл}} + R_{\text{мет}}, \quad (1)$$

где $R_{\text{перех}}$ – переходное сопротивление на границе раздела фаз «электрод–электролит», равное сумме переходных сопротивлений на границах раздела фаз «катод–электролит» $R_{\text{перех}}^{\text{к}}$ и «электролит–анод» $R_{\text{перех}}^{\text{а}}$; $R_{\text{эл}}$ – сопротивление электролита; $R_{\text{мет}}$ – суммарное сопротивление металлических электродов (анода и катода), которое можно не учитывать ввиду его пренебрежительно малой величины по сравнению с остальными слагаемыми в (1).

В зависимости от соотношения $R_{\text{перех}}$ и $R_{\text{эл}}$ возможно два граничных случая распределения тока на поверхности электродов [4]:

1. При $R_{\text{эл}} \gg R_{\text{перех}}$ равномерность распределения тока минимальна и определяется в основном величиной межэлектродного расстояния;

2. При $R_{\text{эл}} \ll R_{\text{перех}}$ различия в межэлектродных расстояниях не оказывают существенного влияния на равномерность распределения тока на поверхности электродов.

При ЭИП в качестве переходного сопротивления на границе раздела фаз «электролит–анод» $R_{\text{перех}}^{\text{а}}$ примем электрическое сопротивление ПГО $R_{\text{ПГО}}$. Численная оценка удельного сопротивления ПГО, выполненная по данным, приведенным в монографиях [5, 6], дает величину равную $500\text{--}2000 \text{ Ом}\cdot\text{см}^{-2}$. Следовательно, с учетом того, что растворы электролита для ЭИП обладают высокой электропроводностью $\chi \geq 0,05\text{--}0,06 \text{ Ом}^{-1}\cdot\text{см}^{-1}$ [5, 6]), а отношение $R_{\text{перех}}^{\text{а}} / R_{\text{перех}}^{\text{к}} \gg 100$, слагаемыми $R_{\text{перех}}^{\text{к}}$ и $R_{\text{эл}}$ в (1) можно пренебречь. Тогда равенство (1) примет вид:

$$R \approx R_{\text{перех}}^{\text{а}} = R_{\text{ПГО}}$$

Учитывая общую электрохимическую природу процессов ЭИП и электрохимического полирования (ЭХП) и необходимость сравнительного анализа полученных данных, исследование влияния геометрических факторов обработки (конфигурации и размеров электролитической ячейки и электродов, расположения электродов относительно друг друга и относительно стенок ячейки) на рассеивающую способность электролита и точность обработки наружных цилиндрических поверхностей выполнялось для обоих методов обработки с использованием устройства, схема которого представлена на рисунке 2.

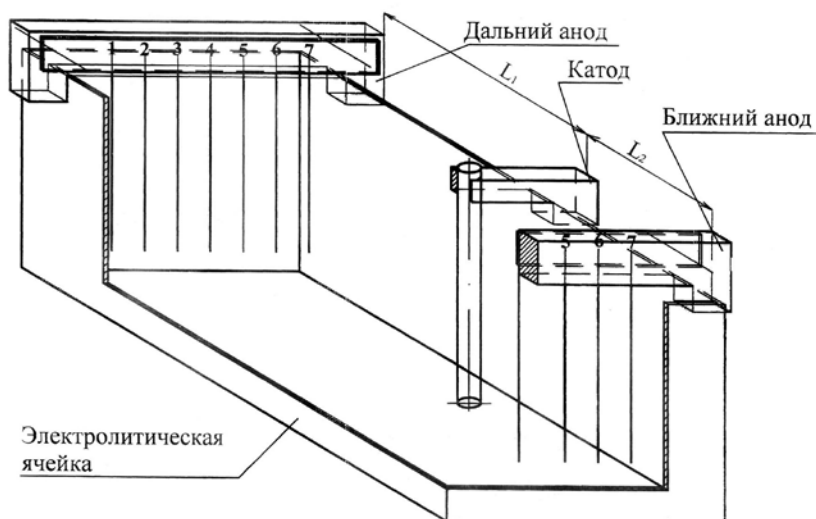


Рис. 2. Схема устройства для исследования рассеивающей способности электролита.
1–7 – секции разборного анода

По обе стороны от катода на расстояниях $L_1 = 250 \pm 1$ мм и $L_2 = 50 \pm 1$ мм в электролите перпендикулярно продольной оси ячейки вертикально размещались два разборных анода – дальний и ближний. Каждый анод состоял из семи секций. В качестве секций использовались цилиндрические образцы размером $\varnothing 1,5 \times 100$ мм из стали 12X18H10T. Расстояние между секциями в разборных анодах составляло 25 ± 1 мм. ЭИП проводилось в течение $10 \pm 0,05$ мин при напряжении обработки 310 ± 5 В и температуре электролита 80 ± 2 °С. В качестве электролита для ЭИП использовался 5 %-ный водный раствор сульфата аммония. Состав раствора электролита и режимы ЭХП представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Состав раствора электролита и режимы ЭХП [7]

Наименование параметра	Значение параметра
Состав раствора электролита, масс. %:	
• H3PO4	70
• H2SO4	20
• H2O	10
Режим электролиза:	
• плотность электрического тока, А/дм ²	70
• температура электролита, °С	80
• продолжительность обработки, мин	5

До и после обработки секции разборных анодов промывались в дистиллированной воде и сушились фильтровальной бумагой, после чего они взвешивались на аналитических весах ВЛР-200 с точностью $\pm 0,00005$ г. Диаметральные размеры секций измерялись микрометром МК 0–25–0,01, линейные – штангенциркулем ШЦ-П-125–0,1.

Рассеивающая способность электролита рассчитывалась по формуле [2]:

$$T = \frac{K - M_{\sigma} / M_{\text{Д}}}{K - 1} 100 \%,$$

где T – рассеивающая способность электролита, %; K – коэффициент, равный отношению расстояния L_1 к расстоянию L_2 (рисунок 2); $M_{\text{б}}$; $M_{\text{д}}$ – средний удельный съём металла с поверхности соответственно ближнего и дальнего анодов, $\text{мг}/\text{см}^2 \cdot \text{мин}$.

Удельный съём металла с поверхности каждой секции разборных анодов рассчитывался по формуле:

$$M_i = \frac{P_0^i - P_1^i}{S_i \tau},$$

где M_i – удельный съём металла с поверхности i -той секции, $\text{мг}/\text{см}^2 \cdot \text{мин}$; P_0^i ; P_1^i – масса i -той секции разборных анодов соответственно до и после обработки, мг ; S_i – площадь обрабатываемой поверхности i -той секции разборных анодов, см^2 ; τ – продолжительность обработки, мин .

Средний удельный съём металла с поверхности ближнего $M_{\text{б}}$ и дальнего $M_{\text{д}}$ разборных анодов рассчитывался по формулам:

$$M_{\text{б}} = \frac{\sum_{i=1}^n M_i^{\text{б}}}{n}, \dots, M_{\text{д}} = \frac{\sum_{i=1}^n M_i^{\text{д}}}{n} \quad (2)$$

где $M_i^{\text{б}}$ – удельный съём металла с поверхности i -той секции ближнего анода, $\text{мг}/\text{см}^2 \cdot \text{мин}$; $M_i^{\text{д}}$ – удельный съём металла с поверхности i -той секции дальнего анода, $\text{мг}/\text{см}^2 \cdot \text{мин}$; $n = 7$ – количество секций в разборных анодах.

Следует отметить, что согласно источнику [3] для электрохимических методов обработки при исследовании рассеивающей способности электролитов одним из основных требований является необходимость учета геометрических факторов обработки, поскольку полученные данные могут иметь частные значения, корректные для электролитической ячейки определенной конфигурации и размеров. По этой причине при исследовании влияния геометрических факторов обработки на рассеивающую способность электролита при ЭИП дополнительно проведен эксперимент в электролитической ячейке цилиндрической формы размером $\text{Ø}400 \times 350$ мм, аналогичный выше описанному.

Влияние распределения силовых линий электрического поля в электролитической ячейке на равномерность съёма металла с обрабатываемой поверхности исследовалось по методике, сущность которой заключается в том, что в электролитической ячейке, представленной на рисунке 3, размещался один разборный анод вдоль продольной оси ячейки перпендикулярно плоскому катоду на расстоянии $L_1 = 270 \pm 1$ мм от катода до первой секции разборного анода. Расстояние между секциями разборного анода составляло 50 ± 1 мм.

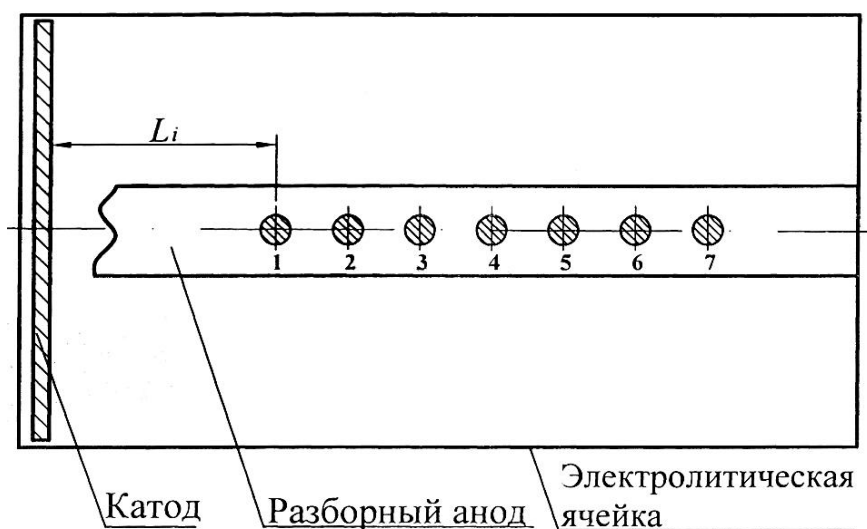


Рис. 3. Схема устройства для исследования равномерности съема металла

Величина съема металла на сторону на секциях разборного анода рассчитывалась по формуле:

$$G_i = \frac{P_0^i - P_1^i}{S_i \rho}, \quad (3)$$

где G_i – съем металла на сторону с поверхности i -той секции разборного анода, мм; $P_0^i; P_1^i$ – масса i -той секции разборного анода соответственно до и после обработки, г; S_i – площадь обрабатываемой поверхности i -той секции разборного анода, мм²; ρ – плотность стали 12X18H10T, г/мм³ (принята равной $7,9 \cdot 10^{-3}$ г/мм³).

Сравнительный анализ точности обработки методами ЭИП и ЭХП дополнительно производился с помощью круглограмм, по которым определялись волнистость и отклонение от круглости поверхности образцов. Обработка проводилась по схеме, представленной на рисунке 3. В этом случае разборный анод состоял из двух цилиндрических шлифованных секций из стали 12X18H10T размером $\varnothing 4 \times 60$ мм, расположенных на расстояниях от катода до ближней и дальней секций анода соответственно равных 270 ± 1 и 570 ± 1 мм.

Снятие круглограмм и измерение волнистости и отклонения от круглости поверхности проводилось на измерительной системе Talirond-73 (Rank Taylor Hobson, Англия) в пяти сечениях для каждой секции с шагом 10 мм, начиная от нижнего торца секции. Измерение отклонений от круглости производилось путем прецизионного вращения измерительного преобразователя прибора относительно поверхности секции последовательно в каждом сечении. Вокруг полученного реального профиля поверхности прибор автоматически описывал мнимую прилегающую окружность, относительно которой производилось измерение отклонения от круглости как наибольшего расстояния от точек реального профиля поверхности образца до мнимой прилегающей окружности с точностью $\pm 0,05$ мкм.

Производительность обработки при ЭИП оценивалась по величине среднего удельного съема металла с поверхности образца, которая рассчитывалась по (2), и средней величине съема металла на сторону, которая рассчитывалась по (3). При вы-

полнении расчетов плотность сталей 10; 20 и 35 принята равной $7,85 \cdot 10^{-3}$ г/мм³, сталей 20Х13 и 40Х13 – соответственно $7,67 \cdot 10^{-3}$ г/мм³ и $7,65 \cdot 10^{-3}$ г/мм³.

Вывод. Представленные в статье методы оценки точности и производительности обработки использованы при проведении исследований и разработке метода ЭИП железо-никель-хромовых сплавов [8].

ЛИТЕРАТУРА

1. Вдовенко, В. Г. Эффективность электрохимической обработки деталей : монография / В. Г. Вдовенко. – Красноярск : Изд-во красноярского ун-та, 1991. – 158 с.
2. Кудрявцев, Н.Т. Электролитические покрытия металлами / Н.Т. Кудрявцев. – М. : Химия, 1979. – 352 с.
3. Ваграмян, А. Т. Распределение тока на поверхности электродов при электроосаждении металлов / А. Т. Ваграмян, Т. Б. Ильина-Какуева. – М. : Metallurgizdat, 1956. – 66 с.
4. Справочник по электрохимическим и электрофизическим методам обработки / Под общ. ред. В. А. Волосатова. – Л. : Машиностроение, 1988. – 719 с.
5. Дураджи, В. Н. Нагрев металлов в электролитной плазме / В. Н. Дураджи, А. С. Парсаданян; под общ. ред. А.С. Парсаданяна. – Кишинев : Штиинца, 1988. – 216 с.
6. Куликов, И. С. Электролитно-плазменная обработка материалов / И. С. Куликов, С. В. Ващенко, А. Я. Каменев. – Минск : Беларуская навука, 2010. – 232 с.
7. Грилихес, С. Я. Электрохимическое полирование / С. Я. Грилихес. – Л. : Машиностроение, 1976. – 208 с.
8. Синькевич, Ю. В. Теоретические и технологические основы электроимпульсного полирования изделий из сплавов на основе железа, хрома и никеля : автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.02.07 / Ю. В. Синькевич; Белорус. национал. техн. ун-т. – Минск, 2015. – 46 с.

Поступила 10.04.2020

УДК 006.06

Соломахо В.Л., Цитович Б.В.

ПРИМЕНЕНИЕ КОНКУРИРУЮЩИХ СТАНДАРТОВ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ, ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Белорусский национальный технический университет

Белорусский государственный институт повышения квалификации и переподготовки кадров по стандартизации, метрологии и управлению качеством
Минск, Беларусь

В статье представлены сведения о стандартах допусков размеров, формы и расположения поверхностей, одновременно действующих в Республике Беларусь и относящихся к двум разным системам стандартов (Межгосударственным стандартам и стандартам ИСО). Традиционно применявшаяся система Межгосударственных стандартов (стандарты с индексом «ГОСТ») существенно отличается от системы, положенной в основу стандартов ИСО.

Целью статьи является их совместный анализ и оценка возможностей параллельного или конкурентного применения. Предложены рекомендации эффективного использования рассмотренных систем стандартов при проектировании изделий.

Ключевые слова: допуск расположения, допуск формы, допуск ориентации, точность параметра, поле допуска расположения, поле допуска формы, построение поля допуска, обозначение допуска.

Введение. Сложившаяся на сегодняшний день ситуация такова, что в Республике Беларусь одновременно действуют две не вполне согласованные друг с другом системы допусков формы и расположения поверхностей. Системы «общих допусков» формы и расположения поверхностей в данной статье не рассматриваются, поскольку им была посвящена отдельная статья [1].

Одна из систем допусков формы и расположения поверхностей, широко применяемая в машиностроении, регламентирована стандартами ГОСТ 24642-81, ГОСТ 24643-81, ГОСТ 2.308-79 [2–4]. Наряду с приведенными Межгосударственными стандартами постановлением Госстандарта Республики Беларусь от 21 января 2009 г. № 3 был введён в действие Государственный стандарт Республики Беларусь СТБ ISO 1101 [5]. Этот документ идентичен международному стандарту ISO 1101:2004 «Geometrical Products Specification (GPS) — Geometrical tolerancing — Tolerances of form, orientation, location and run-out» (следует иметь в виду, что международный стандарт перерабатывался, в частности, в 2017 году [6], но в Республике Беларусь действует СТБ ISO 1101-2009). Сопоставление двух рассматриваемых систем вполне оправдано, поскольку СТБ ISO 1101-2009 содержит общетеоретические положения, а также нормирует обозначения допусков формы и расположения, хотя не охватывает числовые значения допусков.

Основная часть. Группа стандартов допусков формы и расположения поверхностей включает три документа: два стандарта группы «Основные нормы взаимозаменяемости», устанавливающие общие положения и нормируемые числовые значения допусков, и один стандарт, нормирующий обозначения допусков формы и расположения [4], который является стандартом ЕСКД.

Отметим основные положения Межгосударственных стандартов, широко применяемых в настоящее время в машиностроении.

1. Стандарты группы «Основные нормы взаимозаменяемости» позволяют выбирать виды допусков формы и расположения поверхностей, необходимые для функционирования деталей в разрабатываемой конструкции, и назначать числовые значения допусков по аналогии. Расчёты точности предельных отклонений формы и расположения поверхностей могут понадобиться для оригинальных (новых, не имеющих аналогов) конструкторских решений или в ситуациях, когда разработчик собирается добиться наивысшего уровня качества изделия, который не может обеспечить типовое решение.

2. Числовые значения допусков формы и расположения поверхностей, распределённые по уровням точности, представлены в ГОСТ 24643-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения». В стандарте приведены таблицы числовых значений конкретных типов допусков формы и расположения с указанием степеней точности. Точность назначаемых норм конструктивно и/или технологически связана с параметрами нормируемых поверхностей (эффективными параметрами). Например, допуск круглости увязан с диаметром сечения, допуск прямолинейности – с длиной элемента.

Можно назначать допуски на участке, меньшем, чем весь нормируемый элемент (длина, диаметр, площадь элемента и т.д.), либо на участке, превышающем его параметры. В последнем случае образуется «выступающее поле допуска», функциональная необходимость которого в определённых конструкциях представляется очевидной.

3. Уровни относительной точности (степени точности) обеспечивают необходимое разнообразие решений и позволяют рационально выбрать допуски методом аналогов для решения существенно различающихся конструкторских задач. Необходимые для

такого выбора рекомендации содержатся в технических справочниках и в учебной литературе, например, [7, 8].

4. Поле допуска формы строят от прилегающего элемента, который жёстко не привязан к идеальному контуру элемента. Например, отклонение от прямолинейности образующей элемента, представленного на чертеже в виде прямого кругового цилиндра, при конусообразности реальной поверхности отсчитывают от прилегающей прямой, наклонной по отношению к оси и к образующей идеального цилиндра, который используют для построения поля допуска размера номинально цилиндрической поверхности. Эту прямую можно рассматривать как образующую воображаемого конуса.

5. Поле допуска расположения – область в пространстве или заданной плоскости, внутри которой должен находиться прилегающий элемент или ось, центр, плоскость симметрии в пределах нормируемого участка. Ширина или диаметр поля допуска определяется значением допуска, а расположение относительно баз – номинальным расположением рассматриваемого элемента. Построение полей допусков расположения поверхностей включает в себя построение идеального базового элемента, который затем используют для построения поля допуска расположения реального элемента.

6. Числовые значения допусков формы и расположения поверхностей для разных уровней их «относительной геометрической точности» увязывают с ограничивающими предельные отклонения допусками размеров следующим образом. Примерное значение допуска формы и/или расположения при уровне точности А – около 60 % от ограничивающего допуска размера, при уровне точности В – примерно 40 %, а при уровне точности С – около 30 %. Для допусков круглости, профиля продольного сечения и цилиндричности соотношения урезают практически вдвое (30 %, 20 % и 12 %).

7. Для симметричных полей допусков числовые значения допусков могут быть заданы в радиусном или диаметральном выражении, что в одинаковой степени распространяется на поля допусков круглого и прямоугольного (квадратного) сечения. Прямоугольные сечения поля допуска разрешают реальные отклонения несколько большие, чем круглые, поскольку диагональ прямоугольника длиннее его стороны.

8. Зависимый допуск – допуск расположения поверхностей, числовое значение которого может изменяться в зависимости от действительных размеров рассматриваемого и/или базового элементов. Назначение зависимого допуска означает, что нормируемое отклонение может выходить за пределы поля допуска, ограниченного постоянной частью допуска, если такое отклонение будет компенсировано отличием действительных размеров рассматриваемого и/или базового элементов от предела максимума материала (например, увеличением диаметра неточно расположенного отверстия для прохода крепёжного винта). Заключение о годности в этом случае дают с учетом действительного размера элемента (элементов), к которым привязан зависимый допуск. Это существенно усложняет необходимое информационное обеспечение контроля.

В отличие от рассмотренных выше норм в стандарте СТБ ISO 1101 [5] представлены следующие виды допусков: допуски формы, «допуски ориентации», допуски расположения и допуски биения. Приведенные в таблице 1 наименования («характеристики») и условные обозначения («символы»), а также «необходимость базы» для каждого из видов допусков полностью заимствованы из оригинала.

Таблица 1 – Обозначения геометрических характеристик

Допуск	Характеристика	Символ	Необходимость базы
Форма	Прямолинейность	—	Нет
	Плоскостность	□	Нет

	Круглость	○	Нет
	Цилиндричность	⊘	Нет
	Заданный профиль	∩	Нет
	Заданная поверхность	∪	Нет
Ориентация	Параллельность	//	Да
	Перпендикулярность	⊥	Да
	Наклон	∠	Да
	Заданный профиль	∩	Да
	Заданная поверхность	∪	Да
Расположение	Позиционный допуск	⊕	Да или нет
	Концентричность (для центральных точек)	⊙	Да
	Соосность (для осей)	⊙	Да
	Симметричность	≡	Да
	Заданный профиль	∩	Да
	Заданная поверхность	∪	Да
Биение	Биение	↗	Да
	Полное биение	↗↘	Да

Из таблицы видно, что к допускам формы, кроме принятых в действующих в стандартах СНГ допусков прямолинейности, плоскостности, круглости и цилиндричности, отнесены также допуски заданного профиля и заданной поверхности. В новом стандарте отсутствует допуск профиля продольного сечения номинально цилиндрической поверхности, который при необходимости можно заменить допуском заданного профиля.

К «допускам ориентации» (понятие, отсутствующее в рассмотренном комплексе стандартов как ненужное, поскольку «ориентация элемента» это его расположение относительно базового) стандарт [5] относит допуски параллельности, перпендикулярности, наклона (допуски расположения) и снова допуски заданного профиля и заданной поверхности. Для двух последних случаев (в отличие от варианта назначения допусков формы) поля допусков должны быть «ориентированы» относительно базы, значит, полностью соответствуют аналогам из комплекса стандартов СНГ.

«Допуски расположения» в данном стандарте включают позиционный допуск, допуск симметричности, допуск соосности и допуск концентричности (аналог допуска соосности, который применяют не для осей, а для их проекций в плоскости – «для центральных точек»). В этом разделе опять присутствуют допуски заданного профиля и заданной поверхности, но в данном случае они рассматриваются как суммарные допуски формы и расположения относительно задаваемой базы (ничем не отличаются от аналогичных допусков предыдущей группы).

Допуски биения в стандарте дифференцируются на допуски биения и допуски полного биения без конкретного разделения на допуски радиального биения, торцового биения и допуски биения в заданном направлении. Условные обозначения («знаки допусков») одинаковы для трёх последних видов допусков, а различия определяются направлением стрелки, указывающей на нормируемый элемент.

Отсутствие в СТБ ISO 1101-2009 уровней точности исключает возможность выбора допусков методом аналогов, а отсутствие стандартных числовых значений обязательно приведёт к их неоправданному разнообразию при попытке расчётного обоснования допусков. Попытка рационального использования СТБ ISO 1101 при проектиро-

вании изделий приведёт к парадоксальному решению: выбор допусков методом аналогов с использованием ГОСТ 24643 и справочников с последующим переходом к СТБ ISO 1101 для оформления полученных результатов.

О необходимости нормирования геометрических параметров в стандарте сказано, что допуски должны назначаться в соответствии с требованиями к функционированию. Назначение допусков также может быть обусловлено технологическими требованиями (требованиями к точности производства и контроля). Из этого следует, что назначение методом аналогов не предусмотрено, отсутствуют уровни (степени) точности, не нормированы числовые значения. Значит, для каждого выбора допуска необходимо проводить исследования (аналитические или экспериментальные), после чего выбирать числовые значения с их произвольным округлением. В результате не только исключается назначение допусков по аналогии, но и можно ожидать ничем не оправданного разнообразия числовых значений допусков.

В стандарте нет конкретных понятий полей допусков определённых типов. В нём дано общее определение поля допуска: область пространства, ограниченная одной или несколькими геометрически правильными линиями или поверхностями и характеризуемая линейным размером, называемым допуском. При назначении допуска элемента детали разработчик устанавливает поле допуска, в пределах которого может находиться реальный элемент. Реальный элемент детали, на который назначен допуск, может быть любой формы и иметь любое расположение (ориентацию) внутри поля допуска, если к нему дополнительно не установлены более жесткие требования.

Некоторый интерес представляют введенные в стандарте [5] обобщающие понятия.

Элемент – это «определенная область детали», например точка, линия или поверхность. Элементы могут быть первичными (например, внешняя поверхность цилиндра) или производными (например, средняя линия или средняя поверхность).

Использована очевидная идея, что поле допуска бывает в виде плоского (двумерного) или трёхмерного пространства.

Двумерное поле допуска может быть представлено следующими фигурами:

- площадь круга;
- площадь между двумя концентрическими окружностями;
- пространство между двумя эквидистантными линиями или параллельными прямыми.

Трёхмерное поле допуска может быть представлено:

- объёмом цилиндра;
- объёмом сферы;
- пространством между двумя соосными цилиндрами;
- пространством между двумя эквидистантными поверхностями или параллельными плоскостями.

Длина поля допуска может быть равна длине нормируемого элемента, либо отличаться от неё в меньшую или большую сторону. Если допуск относится только к ограниченной части элемента или нормируют выступающее поле допуска, это специально указывается при его обозначении.

Стандарт определяет взаимосвязь между допусками геометрических параметров (допусками формы, ориентации и расположения). При одновременном назначении на один элемент допусков нескольких видов, некоторые виды допусков, ограничивая выбранные геометрические отклонения элементов, могут также ограничивать другие виды отклонений этого же элемента.

Допуск формы регламентирует только отклонения формы элемента, причём комплексный допуск формы регламентирует также элементарные отклонения. Например, допуск цилиндричности ограничивает также отклонения от круглости.

Допуск ориентации регламентирует отклонения ориентации и формы элемента. Например, допуск параллельности ограничивает также отклонения от прямолинейности или от плоскостности.

Допуск расположения регламентирует отклонения расположения, ориентации и формы этого элемента. Например, допуск соосности фактически ограничивает также отклонения оси от прямолинейности и её отклонения от параллельности или от перпендикулярности по отношению к базе. Обратные зависимости в данных ситуациях не действуют.

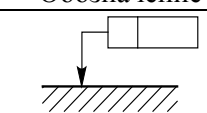
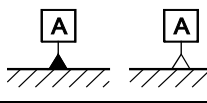

Допуски ориентации и расположения, которые назначены с указанием базового элемента, не ограничивают отклонения формы самого базового элемента, что может привести к некорректному нормированию. В необходимых случаях (выявляются анализом или определяются на основе опыта проектирования) следует нормировать допуски формы базового элемента (элементов).

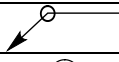
Есть существенные отличия, касающиеся обозначений в стандартах [4] и [5]. Значительную часть таких отличий, можно обнаружить в ходе анализа таблицы 2. В ней представлены «дополнительные обозначения» допусков и базовых элементов. Анализ обозначений из таблицы 2 в некоторых случаях приходится дополнять содержательным анализом допусков. Как и в предыдущем случае, структура таблицы и её содержание полностью позаимствованы из стандарта [5].

Как и в стандарте ЕСКД [4] для указания нормируемого допуска используют прямоугольную рамку, которая разделена на две или более частей, и линии соединения рамки с элементом, допуск которого нормируют, а также линии соединения рамки с базовым элементом. Две первые части рамки содержат (слева направо) обозначение допуска («знак допуска») и значение допуска в миллиметрах. Если поле допуска круглое или цилиндрическое, то перед значением допуска ставят символ « \varnothing », а если сферическое, то символ дополняют буквой *S* (« $S\varnothing$ »).

Нормируемый элемент указывают стрелкой на соответствующей соединительной линии, причём направление стрелки совпадает с номинальным направлением измерений нормируемого отклонения. Базу указывают соединительной линией, которая обычно исходит из последней части рамки допуска и заканчивается треугольником, основание которого «приклеено» к базовому элементу. Зачернённый и не зачернённый треугольники равноправны. База может быть обозначена автономно в собственной рамке, без использования линии соединения рамки допуска с базовым элементом. Для идентификации базового элемента используют заглавную букву латинского алфавита. Общую базу, определяемую двумя базовыми элементами, обозначают в одной клетке рамки допуска двумя заглавными буквами, разделенными дефисом по типу А-В (в стандарте [4] обозначения двух базовых элементов дефисом не разделяют).

Таблица 2 – Дополнительные обозначения

Название	Обозначение
Обозначение элемента, к которому задается допуск	
Обозначение базового элемента	
Обозначение участка базирования	

Теоретический точный размер	50
Выступающее поле допуска	Ⓟ
Предел максимума материала	Ⓜ
Предел минимума материала	Ⓛ
Условие свободного состояния (эластичные участки)	ⓕ
По контуру (профиля)	
Требования к ограничению	ⓔ
Общее поле допуска	CZ
Диаметр впадин	LD
Диаметр выступов	MD
Делительный диаметр	PD
Линейный элемент	LE
Выпуклость не допускается	NC
Любое сечение	ACS

Комплект баз, который определяется двумя или тремя базовыми элементами, также обозначают буквами, но каждую из баз указывают в отдельной клетке в порядке приоритета.

«Обозначение участка базирования» не расшифровано, поскольку разработчики стандарта считают его понятным. Можно полагать, что такое ограничение может распространяться также и на нормируемый участок, если он меньше всего элемента.

Под «теоретически точным размером» понимается номинальное значение размера, которое указывают в рамке и без отклонений. Такое обозначение в стандарте [4] применяют для тех размеров, которые определяют расположение элемента, и на которые не должны распространяться общие допуски размеров.

Обозначение выступающего поля допуска аналогично используемому в межгосударственном стандарте (P в кружке).

Буквой M в кружке обозначают «предел максимума материала», что в некоторой степени соответствует зависимому допуску. Однако если реализован «предел максимума материала», никакой компенсации быть не может. Для компенсации неточностей изготовления может использоваться не предел максимума материала, а разность между пределом максимума материала и действительным размером элемента, который реализован на детали. Максимального значения компенсация достигнет в случае реализации предела минимума материала соответствующего элемента. Хотя «предел минимума материала» (обозначение Ⓛ) в таблицу включено, перспективы его использования сомнительны.

Обозначение «Условие свободного состояния (эластичные участки)» придумано, скорее всего, для деталей из эластомеров (резин и резиноподобных материалов типа полиуретанов), которые в нагруженном состоянии меняют размеры и форму, а после снятия нагрузки возвращаются в исходное состояние.

Обозначение «общего поля допуска» (CZ) применимо для нескольких участков одной поверхности, разделённых элементами прерывания, плоскость с разрывами, цилиндр с канавками и др.

Понятны введенные стандартом [5] обозначения для нормирования или использования в качестве базы поверхности впадин резьбы, шлицевой поверхности или зубчато-

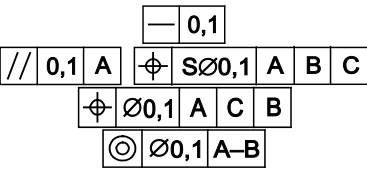

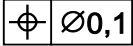
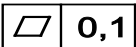
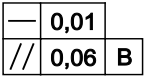
го колеса (LD), поверхности выступов (MD) или «делительной» (средней) поверхности (PD) для подобных случаев и ряда других сложных конфигураций. Возможности применения таких обозначений ограничена, но они имеют право на существование.

Обозначение «выпуклость не допускается» (символ NC, который должен быть написан около рамки), используют при необходимости указания дополнительных ограничений нормируемого поля допуска, например, определения формы элемента внутри поля допуска.

Даже при наличии довольно полезных дополнений можно утверждать, что в межгосударственном стандарте [4] обозначения отработаны лучше.

В таблицу 3 сведены примеры условных обозначений допусков в соответствии со стандартом [5], отобранные для применения в типовых случаях с пояснениями, необходимыми для пользователей, не имеющих практического опыта работы с данным документом.

Таблица 3 – Примеры и трактовка условных обозначений допусков

Обозначение	Пояснение
1	2
	<p>Требования указываются в прямоугольной рамке, которая разделена на две или более частей. Эти части содержат слева направо:</p> <ul style="list-style-type: none"> – обозначение допуска (геометрической характеристики); – значение допуска в миллиметрах. Перед значением стоит символ «Ø», если поле допуска круглое или цилиндрическое, или «S Ø», если поле допуска сферическое; – при необходимости, буква или буквы, обозначающие базу, общую базу или комплект баз
<p>6 ×  6 × Ø12±0,02 </p>	<p>Если один и тот же допуск назначен на несколько элементов, то сверху над рамкой указывают число элементов и следующий за ним символ «×»</p>
 NC	<p>При необходимости указания дополнительных ограничений, например, «выпуклость не допускается», символ, определяющий форму элемента внутри поля допуска (NC), должен быть написан около рамки</p>
	<p>Если необходимо указать больше одного вида допуска, то требования можно указывать в рамках, расположенных одна под другой</p>

1	2
	<p>Если стрелка стоит на продолжении размерной линии, нормируемый допуск относится к средней линии элемента, его средней поверхности или точке.</p> <p>Если треугольник размещен на продолжении размерной линии, базой является ось, средняя плоскость или точка элемента. Если на размерной линии недостаточно места для двух стрелок, одна из них может быть заменена треугольником</p>
	<p>Если базой является ограниченная часть элемента, эта часть должна быть обозначена жирной длинной штрихпунктирной линией с указанием номинального размера участка</p>
	<p>Одинаковые допуски нескольких элементов детали могут быть обозначены с помощью одной рамки</p>
	<p>Если на несколько разделенных элементов детали назначено одно поле допуска (общее поле допуска), то в рамке после значения допуска должен быть указан символ «CZ»</p>
	<p>Если допуск заданного профиля (поверхности) распространяется на весь контур поперечного сечения или если он распространяется на всю поверхность, представленную контуром, то это должно быть указано при помощи символа «по контуру»</p>
	<p>Допуски или базы для резьбовой поверхности, по умолчанию относятся к оси «среднего диаметра» (делительного цилиндра), если не указано другое, например «MD» – для диаметра выступов или «LD» – для диаметра впадин.</p> <p>Подобные обозначения используют и для венцов зубчатых колес и шлицевых поверхностей, указывая элементы, к которым они относятся («PD» – для делительного диаметра, MD – для диаметра выступов или «LD» – для диаметра впадин)</p>

1	2
	<p>Если допуски расположения, ориентации или заданного профиля установлены для элемента или группы элементов, то размеры, определяющие их расположение, ориентацию или профиль, называют «теоретически точными размерами» (TED). Понятие «теоретически точные размеры», которое можно трактовать как номинальные размеры. Числовые значения таких размеров помещают в прямоугольную рамку</p>
	<p>В случае необходимости при назначении допусков используют обозначение предела максимума материала (символ \textcircled{M}). Символ ставится после значения допуска, обозначения базы или в обоих местах. Предел минимума материала обозначают символом \textcircled{L}. Более подробная информация по данному вопросу изложена в стандарте. ISO 2692</p>
	<p>«Условие свободного состояния» для эластичных частей должно быть обозначено специальным символом «\textcircled{F}», расположенным после значения допуска. Понятие «условие свободного состояния» заимствовано из стандарта ISO 10579</p>
	<p>Несколько специальных символов, включая \textcircled{P}, \textcircled{M}, \textcircled{L}, \textcircled{F} и CZ, могут использоваться одновременно в одной рамке для соответствующего обозначения допуска</p>

Выводы. Поскольку в настоящее время действуют две системы стандартов, регламентирующих допуски формы и расположения поверхностей, имеющие в трактовке и обозначениях ряд существенных различий, можно предложить следующие подходы к разработке конструкторской документации.

При разработке изделий для собственных нужд или для зарубежных партнёров из стран СНГ, можно нормировать и обозначать допуски формы и расположения поверхностей с использованием Межгосударственных стандартов [2–4], если контрактом не предусмотрено иное.

Если разработка выполняется для зарубежных партнёров, то в соответствии с поставленными условиями может потребоваться нормирование допусков формы, «ориентации», расположения и биений поверхностей в соответствии со стандартом ИСО [6].

Выбор допусков по аналогии в последнем случае затруднён, поэтому на стадии проектирования изделий более удобно применение Межгосударственных стандартов, позволяющих использовать рекомендации справочной литературы и других источников. Оформление документации на завершающей стадии конструирования следует выполнять в соответствии с требованиями тех стандартов, которые устраивают заказчика.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соломахо, В. Л., Цитович, Б. В. Практика применения стандартов общих допусков размеров, формы и расположения поверхностей. Стандартизация №2 – 2019. Минск., БелГИСС.
2. ГОСТ 24642-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения».
3. ГОСТ 24643-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения».
4. ГОСТ 2.308-79 «Единая система конструкторской документации. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей».
5. РБ СТБ ISO 1101-2009 «Геометрические характеристики изделий. Установление геометрических допусков. Допуски на форму, ориентацию, расположение и биение».
6. ISO 1101:2004 «Geometrical Products Specification (GPS) — Geometrical tolerancing — Tolerances of form, orientation, location and run-out».
7. Соломахо, В. Л., Томилин, Р. И., Цитович, Б. В., Юдовин, Л. Г. Справочник конструктора-приборостроителя. Проектирование. Основные нормы. – Минск: Вышэйшая школа, 1988.
8. Соломахо, В. Л., Цитович, Б. В., Соколовский, С. С. Нормирование точности и технические измерения: учебник. – Минск: Вышэйшая школа, 2015.

Поступила 16.06.2020

УДК 669.018

Фролов И.С., Иващенко С.А., Фролов Ю.И.

ИССЛЕДОВАНИЕ МАГНИТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАЛЕЙ ПОСЛЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ И УПРОЧНЯЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Приведены результаты измерений намагниченности различных сталей как до, так и после механической обработки. Установлено, что наименьшей намагниченностью обладает аустенитная сталь 12X18H10T. Для данной стали предложены методы упрочнения, позволяющие сохранить ее немагнитность.

Введение. Магнитные свойства сталей не являются постоянными, а изменяются под действием целого ряда факторов. Некоторые методы термической и механической обработки деталей из аустенитных сталей приводят к увеличению их намагниченности [1, 2]. В тоже время к магнитным свойствам деталей (например, подшипниковых узлов, целого ряда приборов и специального оборудования) предъявляются весьма высокие требования. В частности, немагнитность деталей электронно-лучевых установок диктуется необходимостью снизить до минимума влияние паразитных электромагнитных полей на положение электронного пятна. В таких установках [3] допускаются следующие максимальные уровни электромагнитных помех в зоне обработки при величине ускоряющего напряжения 20 кВ: $H_n \leq 0,3$ А/м; $E_n \leq 1,6$ В/м. При этом величина отклонения электронного пятна составит менее 0,1 мкм. Все это делает актуальной задачу исследования влияния упрочняющей обработки на магнитные свойства деталей с покрытиями.

Методики исследований. Намагниченность образцов после механической и упрочняющей обработки определялась с помощью фотогальванометрического компенсационного микроверметра Ф-191. В качестве приемного устройства использовалась

специальная катушка, состоящая из П-образного сердечника и усиливающей обмотки. Структурная схема прибора представлена на рис. 1.

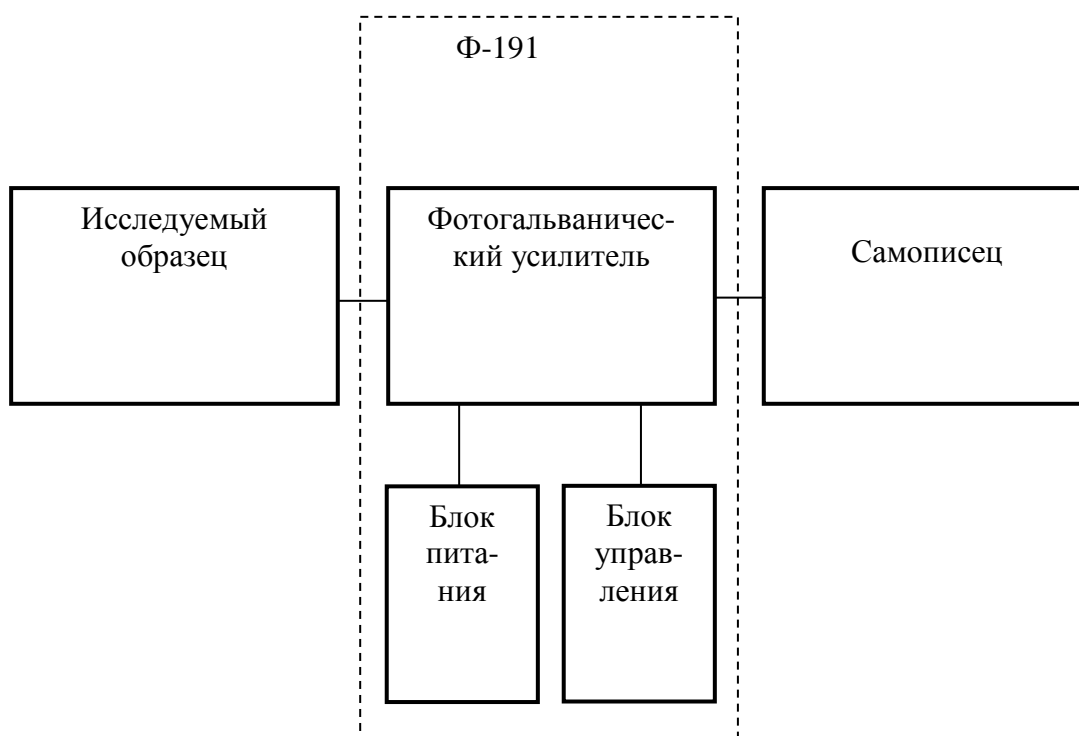


Рис. 1. Структурная схема прибора для измерения намагниченности материалов

Чтобы устранить влияние так называемого краевого эффекта на показания прибора, при измерении магнитного потока использовались образцы в виде прямоугольных параллелепипедов размером $60 \times 10 \times 10$ мм, причем измерения проводились в центральной части образца. В процессе измерения образец исследуемой поверхностью подвигался к плоскости катушки и плавно перемещался относительно плоскости катушки, находясь над ней. Показания микроверметра регистрировались визуально или с помощью самописца. На первом этапе исследований определялась намагниченность различных сталей в состоянии поставки и после механической обработки. Результаты измерений показаны на рис. 2.

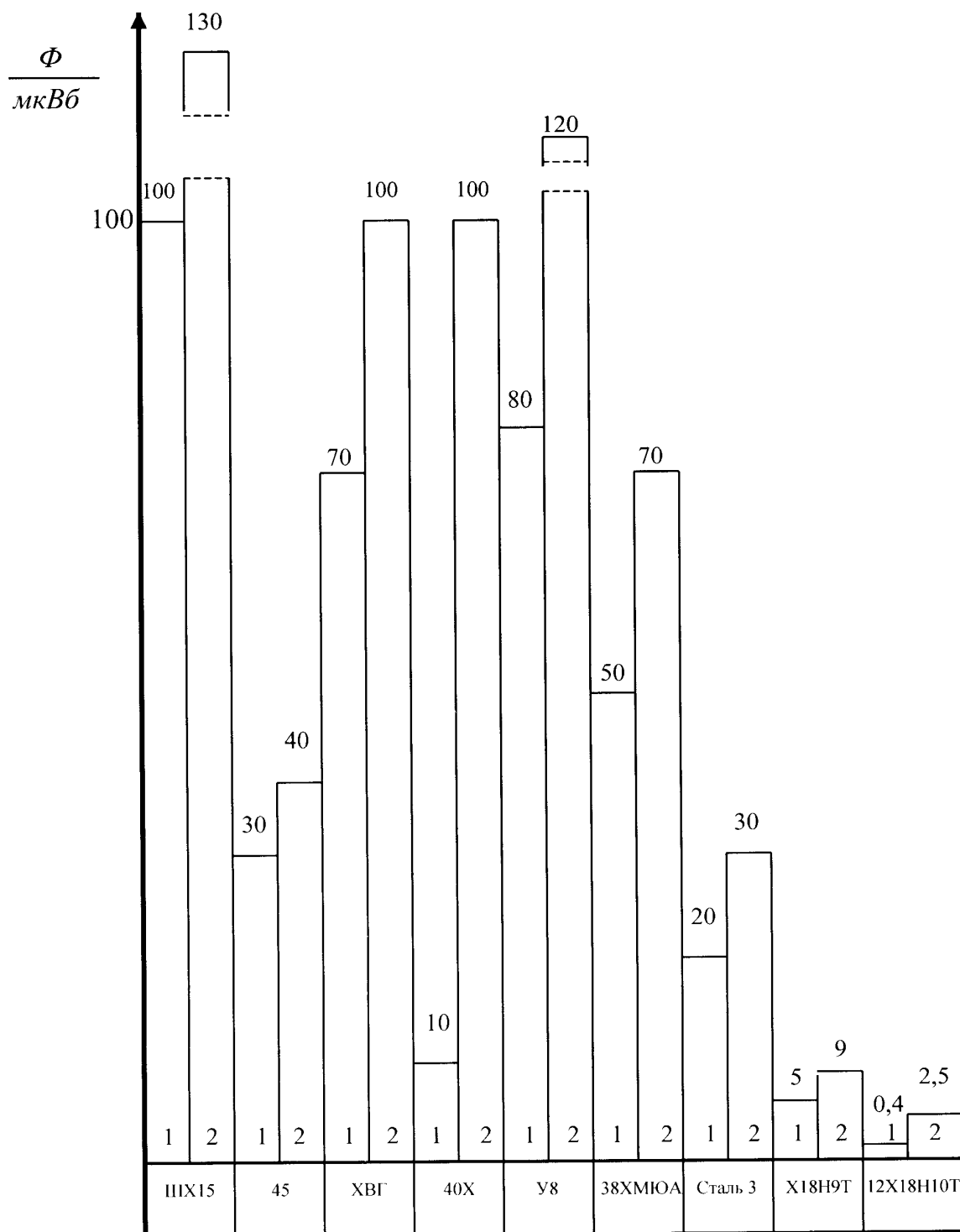


Рис. 2. Диаграммы намагниченности сталей в состоянии поставки (1) и после механической обработки (2)

Основные результаты. Анализ результатов измерений показал, что магнитные свойства всех исследуемых сталей кроме 12Х18Н10Т не удовлетворяют условиям электронно-лучевой обработки.

На втором этапе исследовалось влияние различных методов упрочнения (термическая и химико-термическая обработка, обкатка, нанесение покрытий) и механической обработки (шлифование и фрезерование) на изменение намагниченности аустенитной стали 12Х18Н10Т. Результаты измерений намагниченности образцов представлены на рис. 3.

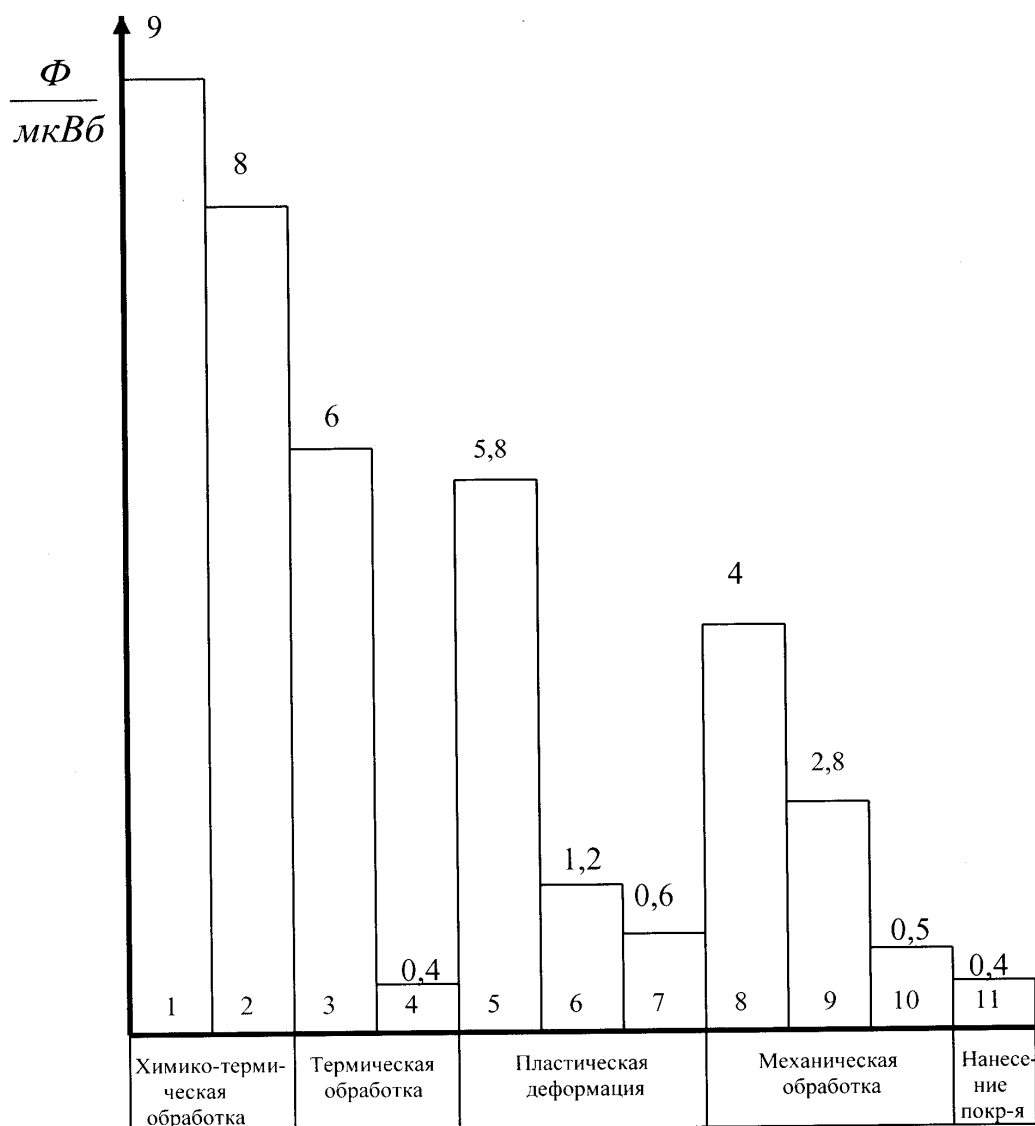


Рис. 3. Диаграммы намагниченности образцов из аустенитной стали 12X18H10T после различных методов упрочнения и механической обработки (1 – борирование; 2 – азотирование; 3 – обработка холодом в жидком азоте; 4 – отжиг в вакууме при температуре 1200 °С; 5, 6, 7 – пластическая деформация с обжатием 22, 15 и 7 % соответственно; 8 – шлифование; 9 – фрезерование; 10 – состояние поставки; 11 – нанесение покрытия из нитрида титана)

В результате исследований установлено, что химико-термическая обработка (азотирование и борирование) существенно повышает намагниченность аустенитной хромоникелевой стали 12X18H10T. Кроме того, рабочие поверхности образцов после борирования имели низкое качество, участки с покрытием чередовались с участками без покрытия, что связано с большой пассивирующей способностью аустенитной стали. Деформирование образцов даже при комнатной температуре также приводит к увеличению их намагниченности, причем намагниченность повышается с увеличением степени обжатия образцов. При обработке образцов в среде жидкого азота (–196 °С) магнитность образцов становится почти такой же, как и после обработки с обжатием 22 %. После механической обработки с режимами резания: шлифование – глубина резания 0,01 мм, скорость подачи 10 м/мин; фрезерование – глубина резания 1 мм, скорость

главного движения резания 5 м/с, скорость подачи 25 мм/мин, – намагниченность стали возрастает. Причем намагниченность образцов после шлифования несколько выше, чем после фрезерования. Это связано, вероятно, с преобладающим влиянием (при шлифовании) деформационных факторов над тепловыми, что приводит к интенсивному образованию α -фазы.

Результаты, которые характеризуют влияние упрочнения и механической обработки на магнитность стали 12X18H10T, свидетельствуют о протекании в ней процесса $\gamma \rightarrow \alpha$ -превращения, приводящего к повышению магнитной проницаемости стали.

В образцах, которые взяты в состоянии поставки, обнаружено незначительное количество α -фазы. Практически немагнитной становится хромоникелевая сталь после отжига в вакууме, а также после нанесения покрытия из нитрида титана. Измеренные величины магнитного потока для данных видов обработки соответствуют нижнему пределу чувствительности микроверметра Ф-191. Нагрев хромоникелевой стали до высокой температуры с последующим охлаждением способствует протеканию процесса аустенизации и полному переходу имеющегося в поставляемом материале мартенсита в аустенит.

Упрочнение аустенитной хромоникелевой стали нанесением вакуумно-плазменного электродугового покрытия позволяет получить в ней практически полностью аустенитную структуру. Это связано, во-первых, с удалением дефектного поверхностного слоя, содержащего α -фазу, в процессе предварительной подготовки деталей методом электроимпульсного полирования [4], а, во-вторых, с превращением остаточного мартенсита в аустенит под действием высоких локальных температур, развивающихся в поверхностном слое при ионной бомбардировке.

Выводы. Таким образом, упрочнение рабочих поверхностей деталей посредством нанесения вакуумно-плазменных покрытий значительно упрощает технологию изготовления деталей из аустенитной стали 12X18H10T в тех случаях, когда кроме высокой твердости и износостойкости требуется немагнитность,

ЛИТЕРАТУРА

1. Липкин, Я. Н., Бершадская, Т. М. Химическое полирование металлов. – М.: Машиностроение, 1988. – 112 с.
2. Биронт, В. С., Сущих, В. А., Сидоров, Ф. К. Влияние низкотемпературной ультразвуковой обработки на свойства стали 12X18H10T // МиТОМ. – 1980. – № 2. – с. 47–48.
3. Глазков, И. М., Райхман, Я. А. Генераторы изображений в производстве интегральных микросхем. – Минск: Наука и техника, 1981. – 144 с.
4. Синькевич Ю. В., Фролов, И. С., Симонович, Л.П. Использование электроимпульсного полирования для повышения качества ионно-плазменных покрытий // Упрочнение и защита поверхностей газотермическим и вакуумным напылением: Материалы III Междунар. науч.-техн. конф., Киев, окт. 1990 г. / АН УССР. Ин-т электросварки им. Е. О. Патона. – Киев, 1991. – с. 111–115.

Поступила 12.10.2020

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ВОССТАНОВЛЕНИЯ ШТОКОВ СИЛОВЫХ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

1. Белорусский национальный технический университет

2. Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси

Минск, Беларусь

Описаны результаты исследований процесса восстановления штоков силовых гидроцилиндров гиперзвуковой металлизацией с последующим трибомеханическим модифицированием, на основании которых был разработан и апробирован технологический процесс.

Введение. Тяжелые условия эксплуатации строительных и строительного-дорожных машин (СДМ), а также режимы циклически изменяющейся нагрузки отрицательно сказываются на эффективности их использования по причине снижения долговечности гидропривода. Значительное влияние на его срок службы оказывает техническое состояние одного из дорогостоящих и наиболее интенсивно изнашивающихся элементов, каким является гидроцилиндр. Работая в условиях высокой концентрации пыли, на поверхности штока гидроцилиндра оседают частицы с высокой абразивной способностью. Перемещаясь, шток увлекает их за собой, что приводит к нарушению герметичности манжет, появлению задиров, рисок, тем самым, загрязняя рабочую жидкость гидросистемы и способствуя повышенному изнашиванию сопряженных деталей гидропривода и, как следствие, интенсивной утечки жидкости. Эти факторы являются причиной снижения безопасности, изменения проектной геометрии и усталостной прочности деталей гидроцилиндров, снижения эффективности и долговечность гидроприводов в целом [1].

Так как наружные рабочие поверхности штоков во время эксплуатации находятся в контакте с агрессивной средой, то к ним предъявляются повышенные требования: наружная рабочая поверхность штоков должна быть изготовлена по 8-му и 11-му классам точности и иметь чистоту $Ra = 0,63 - 0,32$ мкм. Кольцевые и продольные риски на поверхности трения не допускаются. Конусообразность, овальность и бочкообразность наружного диаметра по всей длине штока должны быть в пределах половины допуска на этот диаметр. Непрямолинейность оси цилиндра допускается не более 0,4 мм на длине 500 мм. Аналогичные требования предъявляются к гидроцилиндрам и плунжерам.

К штокам кроме основных требований к точности, герметичности, чистоте рабочих поверхностей предъявляются требования по антикоррозийной стойкости, и требования свободного перемещения штока через манжетное уплотнение крышки гидроцилиндра под действием собственного веса при минимальном зазоре между стенками крышки и штока.

Для повышения износостойкости и защиты штоков используют наплавку и последующее хромирование. Однако хромирование имеет ряд недостатков: высокая пористость покрытия, наличие в осаждающемся слое напряжений растяжения, возможность восстанавливать детали с относительно небольшим износом, снижение на 30–40 % усталостной прочности сталей. В ходе эксплуатации это приводит к отслаиванию, шелушению покрытия поверхности, задирам, царапинам, коррозии.

Целью исследований, результаты которых изложены в данной работе, явилось определение рациональных режимов восстановления штоков силовых гидроцилиндров методом гиперзвуковой металлизации с последующим трибомодифицированием. Описано использование технологических приемов и материалов, обеспечивающих комплексное улучшение физико-механических и эксплуатационных свойств покрытий на поверхности штоков за счет деформационных структурно-фазовых превращений и метастабильных состояний, образующихся в поверхностных слоях в процессе приработки и дальнейшей эксплуатации.

Выбор метода и оборудования для восстановления штоков. Методики исследований. Одним из наиболее экономичных и эффективных способов нанесения высокоплотных металлических покрытий, является гиперзвуковая металлизация (ГМ) (рис. 1) [2]. Формирование покрытий данным способом осуществляется путём распыления материала расплавленных в электрической дуге проволок высокоскоростной струей продуктов сгорания воздушно-пропановой смеси. Главной отличительной особенностью ГМ является наличие малогабаритной высокоэффективной камеры сгорания воздушно-пропановой смеси, сверхзвуковая струя которой имеет на выходе из камеры скорость до 1500 м/с при температуре 1850 °С. Это позволяет частицам расплавленного металла разогнаться в потоке до 500 м/с и формировать покрытие, имеющее плотность и прочность сцепления в 2...3 раза выше, чем при традиционной электродуговой металлизации. Такие особенности процесса ГМ позволяют получать высокоплотные покрытия с пористостью 1...4 % и прочностью сцепления 45...60 МПа [3], что и послужило причиной использования метода ГМ для восстановления штоков.



Рис. 1. Установка гиперзвуковой металлизации в процессе напыления покрытий стальными проволоками

Для нанесения покрытий использовалась установка гиперзвуковой металлизации модели АДМ-10 (таблица 1), напыляемые материалы – проволоки из сталей мартенситного и аустенитного классов диаметром 1,6–2 мм. В качестве горючего газа для формирования распыляющего факела использовался пропан. Для повышения прочности сцепления покрытий с основой наносился промежуточный слой напылением проволоки из сплава X20H80. В качестве материала образцов использована низкоуглеродистая сталь Ст3. Перед нанесением покрытий производилась струйно-абразивная обработка с использованием рабочего давления сжатого воздуха 0,5 МПа и при расходе стальной колотой дроби марки ДСК 0,3–2,0 около 1,2 кг/с.

Пористость покрытий оценивалась на металлографических шлифах с помощью программного комплекса обработки и анализа изображений «Autoscan». Для изучения фазового состава использовался дифрактометр ДРОН-3 (монохроматизированное (CoK_α) излучение) Запись дифракционных линий осуществлялась в режиме сканирования. Шаг сканирования – $0,1^\circ$, время набора импульсов в точке 10 сек.

Таблица 1 – Технические характеристики установки АДМ-10

Показатель	Величина
Диаметр применяемой проволоки, мм	1,2–2,0
Скорость подачи проволоки, м/мин	0–6,3
Рабочий ток дуги, А	До 500
Коэффициент использования материала, не менее	0,85
Расход воздуха при 0,6 МПа, м ³ /ч	60
Расход горючего газа (пропан-бутан), кг/мин	0,011

Определение содержания углерода в напыленном покрытии проводилось на экспресс-анализаторе АН-7529М. Расшифровка рентгенограмм осуществлялось при помощи программного обеспечения Crystallographica Search-Match с картотекой PDF-2. Параметр решетки аустенита рассчитывался по дифракционной линии 222. Измерения твердости по Виккерсу проводились на твердомере DuraScan 20.

Триботехнические испытания напыленных покрытий проводились на трибометре АТВП. При испытаниях использовалось контртело, изготовленное из закаленной стали У8 (800 HV10).

Основные результаты исследований, положенные в основу разработки технологического процесса. Состав распыляющего пропано-воздушного факела аппарата гиперзвуковой металлизации был выбран следующим: режим 1 – избыток пропана (объемное соотношение воздуха и пропана $\beta = 17–20$); режим 2 – избыток воздуха ($\beta = 26–28$); режим 3 – чистый воздух (схема традиционной электродуговой металлизации).

Поскольку основное количество оксидов образуется в результате контакта расплавленных частиц с воздухом, исследовалось влияние расхода распыляющего воздуха на количество кислорода в покрытиях, полученных традиционной металлизацией (режим 3). Установлено что, содержание кислорода в электрометаллизационных покрытиях составляет 2,6 ... 4,2 % в зависимости от расходов сжатого воздуха, причем максимальная концентрация 4,2 % достигается при расходах около 1,4 ... 1,6 м³/мин (рис. 2). Дальнейшее увеличение расхода распыляющего воздуха не приводит к заметному повышению концентрации кислорода. Наименьшее количество кислорода (1,3–2,3 %) регистрируется в ГМ – покрытиях, напыленных при избыточном количестве пропана в

смеси (режим 1). Увеличение воздуха в горючей смеси до практически предельного значения ($\beta = 28$) повышает содержание кислорода, однако степень окисления покрытий остается ниже, чем при традиционной металлизации.

Исследование плотности и адгезии напыляемых покрытий показало, что пористость резко возрастает, а прочность сцепления снижается при увеличении дистанции напыления свыше 200 мм. Особенно это проявляется при минимально допустимых расходах сжатого воздуха 1–1,5 м³/мин. При увеличении расходов воздуха до максимальных значений, пористость монотонно убывает.

Минимальный расход определяется устойчивостью горения горючей смеси, максимальный – расходом горючего газа (пропана) из баллона. Дальнейшее увеличение расходов обеспечит рост качества покрытия, однако это потребует усложнения технологической схемы процесса для обеспечения необходимого расхода пропана, например, подачи пропана с рампы. В большинстве случаев такое удорожание процесса нецелесообразно.

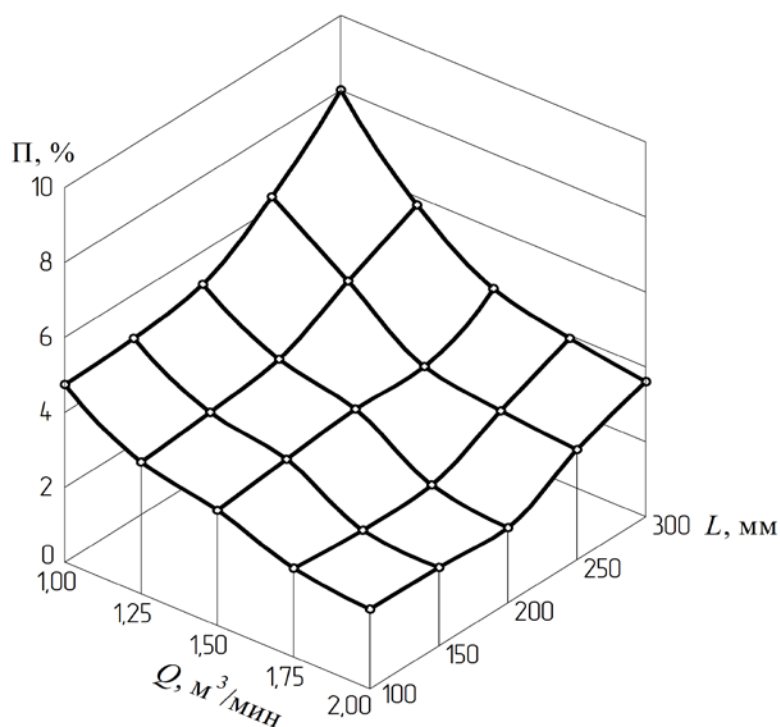


Рис. 2. Зависимость пористости стальных покрытий от расхода воздуха (Q) и дистанции напыления (L)

При увеличении дистанции напыления свыше 200 мм снижаются скорость и тепло-содержание капель. При ударе по этой причине ухудшаются условия растекания жидкого металла капли по поверхности. Это приводит к повышению пористости покрытия. Малые дистанции, $L = 100$ – 150 мм, технологически сложно обеспечивать в углах и на выступах поверхности.

Таким образом, проведенные исследования показали, что наиболее плотные покрытия с допустимым количеством оксидов в процессе гиперзвуковой металлизации сталей образуются при использовании пропано-воздушной смеси с избытком пропана ($\beta = 18$ – 20), расходом воздуха в смеси $Q = 1,75$ – 2 м³/мин., дистанциях напыления $L = 150$ – 170 мм.

В ходе определения рациональных электрических параметров процесса установлено, что величина рабочего тока при напряжении 26...30 В прямо пропорциональна производительности процесса напыления стальных покрытий.

Анализ результатов экспериментов позволил определить следующие рациональные режимы напыления стальных покрытий на детали типа «вал» методом гиперзвуковой металлизации:

– для валов диаметром от 60 до 100 мм и диаметра распыляемых проволок 1,6 мм – напряжение дуги 26 В, ток дуги 350 А, частота вращения детали 65–70 об/мин; для диаметра распыляемых проволок 2 мм – напряжение дуги 30 В, ток дуги 250 А, частота вращения детали 70–75 об/мин;

– для валов диаметром от 100 до 200 мм и диаметра распыляемых проволок 1,6 мм – напряжение дуги 28–30 В, ток дуги 350 А, частота вращения детали 75–90 об/мин; для диаметра распыляемых проволок 2 мм – напряжение дуги 30–32 В, ток дуги 350 А, частота вращения детали 90–110 об/мин;

– для валов диаметром от 200 до 300 мм и диаметра распыляемых проволок 1,6 мм – напряжение дуги 30–32 В, ток дуги 350 А, частота вращения детали 90–110 об/мин; для диаметра распыляемых проволок 2 мм – напряжение дуги 34 В, ток дуги 350 А, частота вращения детали 110–120 об/мин.

На следующем этапе изучались покрытия, полученные одновременным распылением проволок мартенситного и аустенитного классов, необходимость которого обосновывалась следующим. Одним из возможных подходов формирования композиционных газотермических покрытий, отвечающих принципу Шарпи (материал, отвечающий высоким требованиям по износостойкости, должен состоять из сплошной вязкой матрицы, в которой расположены твердые структурные составляющие), может быть одновременное распыление стальных проволок аустенитного и мартенситного классов. При этом частицы аустенитной стали образуют вязкую коррозионно-стойкую матрицу, в которой на стадии приработки узла трения может быть реализован эффект трибомеханического модифицирования с формированием наноразмерной зеренной ячеистой субструктуры [3], а частицы мартенситной стали образуют дисперсные включения с повышенным содержанием остаточного аустенита [4], в котором на начальной стадии эксплуатации будут протекать деформационно активируемые $\gamma \rightarrow \alpha$ -превращения с образованием твердых включений мартенсита деформации.

Для обеспечения достаточно высокого содержания упрочняющей фазы в композиционном покрытии содержание остаточного аустенита в нем должно быть в пределах 45–60 об. %. При его содержании менее 45 об. % количество формирующегося мартенсита деформации и твердость покрытия после приработки будут недостаточными для обеспечения высокой абразивной износостойкости рабочего слоя, а при содержании более 60 об. % после приработки может сформироваться чрезмерно твердое покрытие низкой трещиностойкости, которое будет иметь недостаточную износостойкость в условиях ударных нагрузок. Вязкая и износостойкая матрица композиционного покрытия может быть получена в процессе трибомеханического модифицирования элементов газотермического покрытия, сформированных из напыленных частиц аустенитной стали, с образованием в них наноразмерной субзеренной структуры, в то время как твердые включения образуются в результате $\gamma \rightarrow \alpha$ -превращения в напыленных частицах мартенситной стали в процессе деформационного воздействия при приработке.

Поскольку механические и физические свойства высокохромистых аустенитных сталей определяются количеством аустенита, перешедшего в мартенсит, а также температурой мартенситного превращения (чем ниже, тем лучше), необходимо, чтобы концентрация никеля в высокохромистой стали аустенитного класса, как одного из наиболее активных аустенитообразующих элементов, составляла не менее 10 об. %.

Анализ результатов проведенных экспериментов показал, что для формирования покрытий с количеством остаточного аустенита в пределах 45–60 % необходимо, чтобы в качестве материала одной из проволок использовалась высокохромистая сталь аустенитного класса с содержанием никеля не менее 10 %, в качестве другой проволоки – высокохромистая сталь мартенситного класса с содержанием углерода более 0,4 %, причем ее диаметр должен быть в 1,12–1,20 раза больше диаметра проволоки аустенитного класса.

Известны приемы повышения триботехнических свойств пар трения и увеличения ресурса трибосопряжений путем их приработки в присутствии смазочного материала, содержащего наноразмерные твердые компоненты, в частности наноразмерные алмазы, получившие название трибомеханического модифицирования [3, 5]. Твердые наноразмерные частицы, введенные в состав смазочной среды, оказывают комплексное воздействие на трибосистему, увеличивая ее долговечность. С одной стороны, наночастицы повышают физические и объемно-механические свойства смазочного материала, увеличивают несущую способность смазочного слоя. Во-вторых, твердые наноразмерные частицы способны оказать положительное влияние на поверхность контактирующих тел, изменив их структуру в процессе фрикционного контакта.

Применение смазочных материалов, модифицированных, твердыми наноразмерными добавками, обеспечивает интенсификацию приработочных процессов в трибосопряжениях, расширение диапазона температурно-нагрузочных режимов эксплуатации узлов трения и повышения их ресурса. Эффективность трибомеханического модифицирования в значительной степени определяется структурно-фазовым состоянием поверхностного слоя материалов пары трения, составом приработочной композиции и нагрузочно-скоростными режимами трибоконтактного взаимодействия пары трения.

Целью последующих исследований явился выбор состава смазочного материала для трибомеханической обработки композиционных стальных газотермических покрытий.

Отработка состава приработочной композиции и режимов трибомеханического модифицирования осуществлялась на композиционных стальных покрытиях, полученных распылением следующих пар проволочных материалов (таблица 2).

Таблица 2 – Варианты газотермических покрытий для отработки параметров трибомеханического модифицирования

№ образца	Марки напыляемых стальных проволок		Диаметр проволоки, мм		Соотношение диаметров проволок, $D1/D2$	Содержание остаточного аустенита, об. %
	проволока №1	проволока №2	$D1$	$D2$		
1	40X13	08X18H10T	1,8	1,6	1,12	46
2	45X14H14B2M	12X18H10T	1,8	1,6	1,12	52
3	90X18MФ	12X18H12T	1,8	1,5	1,20	60
4	95X18	12X18H10T	1,8	1,5	1,20	58
5	110X18M	12X25H16T7	1,8	1,5	1,20	60

На рис. 3 представлена зависимость коэффициента трения от продолжительности приработки (путь трения) для газотермического покрытия состава № 1 (таблица 2) при скорости скольжения $V = 0,25$ м/с и удельных нагрузках $P = 40$ МПа (кривые 1а, 1б, 1в, 1г) и $P = 50$ МПа (кривые 2а, 2б, 2в, 2г) с использованием пластичной смазки Литол-24

(число пенетрации 300), модифицированной алмазно-графитовой шихтой ША-А (ТУ РБ 1000561180.003–2003) (размер частиц в пределах $dc = 10–50$ нм) с различной концентрацией добавки: США-А = 0,20 масс. % (кривые 1а, 2а), США-А = 0,25 масс. % (кривые 1б, 2б), США-А = 0,50 масс. % (кривые 1в, 2в), США-А = 0,60 масс. % (кривые 1г, 2г).

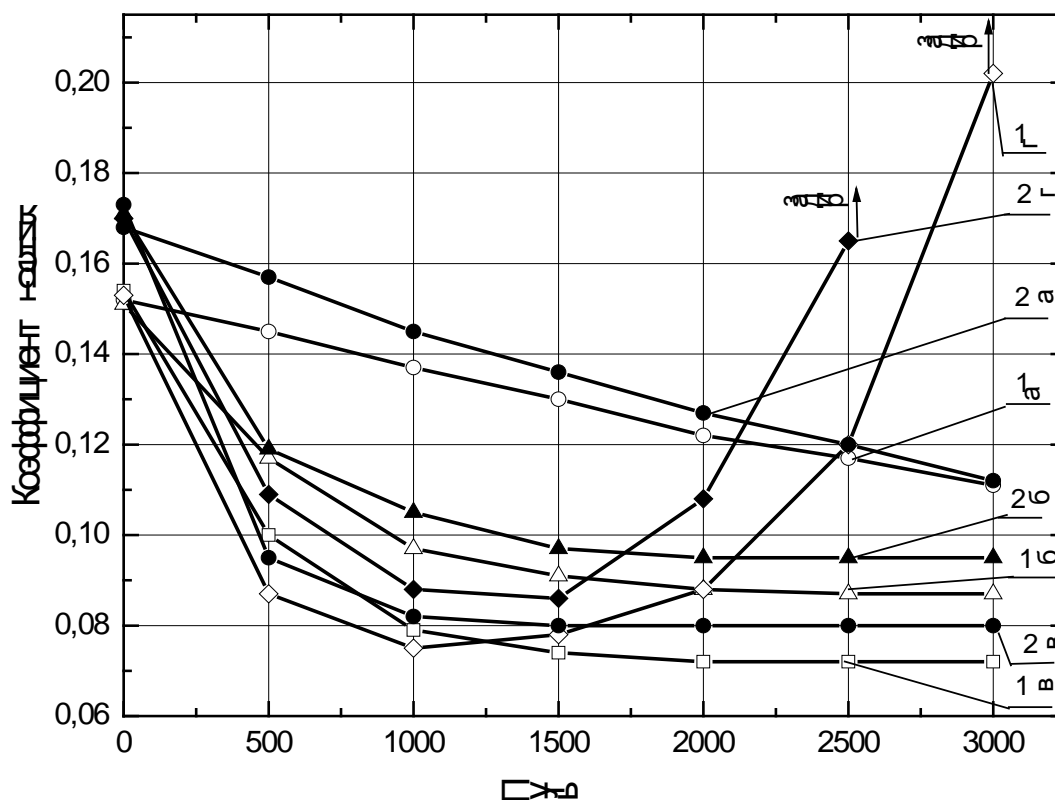


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения от продолжительности приработки (путь трения) для газотермического покрытия состава № 1 (таблица 2)

Результаты исследований влияния режимов трибомеханического модифицирования на характер изменения свойств поверхности газотермического покрытия (твердость, коэффициент трения) показал, что наиболее эффективно процесс трибомодифицирования поверхности трения для исследованных газотермических покрытий проявляется в диапазоне удельных нагрузок $p = 40–50$ МПа при скорости скольжения $V_{ск} = 0,20–0,30$ м/с. При этих режимах стабилизация коэффициента трения на уровне $f = 0,07–0,09$ наступает после приработки на пути трения $L = 1580–1860$ м, а твердость поверхностного слоя при этом увеличивается на 50–70 %. При давлениях $p < 40$ МПа стадия приработки протекает на пути трения более $L = 3000$ м, и при этом повышение твердости поверхности составляет не более 12–23 %, а коэффициент трения стабилизируется на уровне $f = 0,10–0,12$. При давлениях $p > 50$ МПа уже на стадии приработки начинают проявляться явления задира, обусловленные выдавливанием смазочного материала из зоны трения.

Технологический процесс и его испытания. Разработанный на основании анализа результатов проведенных исследований технологический процесс восстановления штоков силовых гидроцилиндров монтажного оборудования гиперзвуковой металлизацией с последующим трибомодифицированием рекомендуется применять при ремонте

штоков диаметром 30–120 мм, эксплуатирующихся в гидроцилиндрах с номинальным рабочим давлением от 10 до 25 МПа.

Технологический процесс включает подготовку проволочных материалов для процесса гиперзвуковой металлизации, подготовку восстанавливаемой поверхности штока, нанесение покрытия гиперзвуковой металлизацией, шлифование покрытия, трибомодифицирование. Для восстановления штоков используют одновременное распыливание двух проволок: проволоку из стали 95X18-III $d = 2,0$ мм ТУ 1039-2012 и проволоку из стали 12X18Н10Т $d = 1,8$ мм, ГОСТ 18143-72. Для напыления покрытия устанавливают напряжение металлизации 32...34 В, скорость подачи проволок 3,2 м/мин, дистанцию напыления 170 мм. Устанавливают расход воздуха 1,75 м³/мин (105 м³/ч) при давлении 0,45...0,60 МПа, пропан-бутана – 0,9 м³/час при давлении в 0,45 МПа, производят зажигание смеси в камере сгорания, включают подачу проволоки и наносят покрытие (рисунок 5.13, а). Используемая в камере сгорания металлизатора пропановоздушная смесь подается с избытком пропана ($\beta = 18–20$). Если в качестве горючего газа использовали газ МАФ, то его давление и расход составляет 0,37 МПа и 0,9 м³/ч. Частота вращения восстанавливаемого штока 90 об/мин. Толщина слоя наносимого покрытия зависит от глубины дефектов на восстанавливаемых штоках и составляет $\delta = 1,0...1,8$ мм.

Для шлифования покрытия рекомендуется станок кругло-шлифовальный 3А423 с абразивным кругом ПП960×40×305 25А40СМ15К2.

После обработки шлифованием в номинал, рабочую поверхность смазывают смазкой ИТМОЛ-150Н, модифицированная шихтой ША-А ТУ РБ 1000561180.003–2003. Для нанесения смазки используют кисть-макловицу типа КМА 135 ГОСТ10597–87.

Максимальные триботехнические характеристики восстановленной поверхности обеспечиваются после приработки штока при удельной нагрузке $P = 40–50$ МПа, скорости скольжения $V_{ск} = 0,20–0,30$ м/с и пути трения более 1900 м. Учитывая, что указанный диапазон практически соответствует условиям работы штоков, эффект «самоупрочнения» нанесенных покрытий достигается после первой недели эксплуатации.

Вывод. Испытания показали, что износостойкость восстановленных по разработанной технологии рабочих поверхностях штоков выше, чем у новых штоков в 1,15–1,25 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шестопапов, К.К. Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование / К. К. Шестопапов. – 8-е изд., стер. – М. : Издательский центр «Академия», 2014. – 320 с.
2. Белоцерковский, М. А. Особенности и применение гиперзвуковой металлизации / М.А. Белоцерковский // Белорусская инновационная неделя «Состояние и перспективы совместных белорусско-польских исследований в области упрочняющих и биотехнологий»: научно-практический семинар. – 2011. – 16 – 17 ноября. – С. 21–23.
3. Витязь, П. А. Повышение ресурса трибосопряжений активированными методами инженерии поверхности / П. А. Витязь, В. И. Жорник, М. А. Белоцерковский, М. А. Леванцевич. – Минск: Беларус. навука, 2012, – 452 с.
4. Кукареко, В. А. О природе формирования метастабильной аустенитной структуры при газотермическом напылении высокохромистой стали мартенситного класса 95X18 / В. А. Кукареко, А. Н. Григорчик, М.А. Белоцерковский, А. В. Сосновский // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2017. Т. 13. – № 7 (151). – С. 318–322.
5. Zhornik, V. I. Tribomechanical Modification of Friction Surface by Running-In Lubricants with Nano-Sized Diamonds / V. I. Zhornik, V. A. Kukareko, M. A. Belotserkovsky // Advances in Mechanics Research. Volume 1 / Editors: Jeremy M. Campbell. – New York: Nova Science Publishers, Inc., 2011. – P. 1–78.

Поступила 18.09.2020

МАШИНОВЕДЕНИЕ, СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ И ДЕТАЛИ МАШИН

УДК 60.001.11:531.8

Авсиевич А.М., Кудин В.В., Кругликов А.А., Шашко А.Е., Лапко О.П.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВИРТУАЛЬНОГО ВИБРАЦИОННОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ СТАНОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

*Белорусский национальный технический университет,
Минск, Беларусь*

Представлена методика совершенствования системы виброзащиты металлообрабатывающего пятикоординатного станка, основанная на проведении модального и гармонического анализа. Показано смещение частот собственных колебаний станка дальше от основных рабочих частот при увеличении массы системы за счет добавления массивной фундаментной плиты. Наличие фундаментной плиты позволяет создать систему виброизоляции станка и подобрать ее параметры, обеспечивающие минимальные амплитуды собственных колебаний на рабочих частотах. Оптимальным решением будет создание системы виброизоляции с управляемой жесткостью, что позволит обеспечить минимальную амплитуду собственных колебаний на той или иной частоте, соответствующей данному режиму работы.

Введение. Основным фактором, влияющим на качество обработки на металлорежущих станках, является их вибрационное состояние. Поэтому минимизация вибраций является главным критерием оптимизации конструкций системы. Вибрационное состояние любой сложной системы обусловлено множеством факторов и характеризуется неоднозначностью. Таким системам присуще наличие нескольких общих собственных частот, на которых возможно возникновение резонансов всей системы. Помимо этого, могут возникать локальные собственные частоты отдельных систем и подсистем – узлов оборудования. Вибрации оборудования оказывают определяющее влияние на точность и шероховатость обрабатываемых поверхностей. Уменьшение вибраций является главной задачей с точки зрения обеспечения качества обработки.

В связи с этим в структурную схему включается виброзащитное устройство, предназначенное для отделения сложносоставной системы от воздействия внешней окружающей среды, а также для снижения воздействия системы на окружающую среду [1].

Виброзащитное устройство выполняет роль сложной динамической системы, предназначенной для того, чтобы не только разделить взаимодействующие системы, но и управлять этими взаимодействиями, как со стороны самой системы, так и со стороны внешней окружающей среды. Управляемый процесс взаимодействия этих систем позволит создать не только высокопроизводительное, высококачественное оборудование в составе сложной составной системы, но и безопасную среду, соответствующую в первую очередь высоким санитарно-гигиеническим требованиям к рабочему пространству оператора [2].

Характеристиками систем металлообрабатывающего оборудования, определяющими его вибрационное состояние, являются инерционно-геометрические, жесткостные и диссипативные параметры его элементов. Их подбор обеспечивает управление вибрационным состоянием станка. Также уровень вибраций определяется частотой и

амплитудой внешних силовых и кинематических возмущающих воздействий. Сложность механической системы станков и множественность собственных частот колебаний приводит к тому, что обеспечить минимальный уровень вибраций во всем диапазоне режимов работы конкретного станка не представляется возможным. При обработке с частотами вращения шпинделя станка близким к резонансным, вибрации будут неизбежно возрастать. Поэтому при постановке задачи об обеспечении точности необходимо в первую очередь исследовать такую возможность для конкретных режимов обработки, а затем разработать организационно-технические решения для максимально широкого диапазона режимов. Данная задача может быть решена с использованием виртуального вибрационного анализа оборудования.

Методики исследований. В качестве объекта исследования сложносоставной системы взята модель вертикального пятикоординатного обрабатывающего центра с числовым программным управлением. Его компоновочная модель представлена на рисунке 1. Станок предназначен для реализации типовых технологических операций: сверление, зенкерование, растачивание отверстий по точным координатам, фрезерование по контуру, нарезание резьбы.

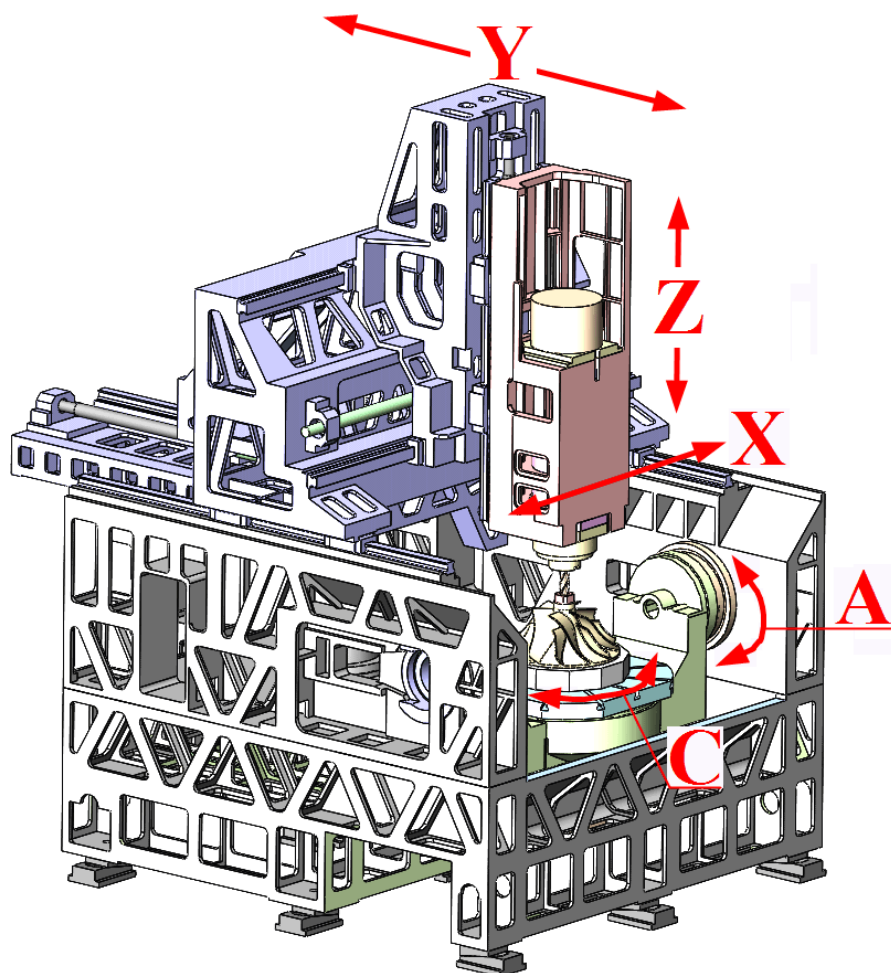


Рис. 1. Общий вид и направление осей 5-осевого станка

Основная базовая деталь станка – станина, служит основанием для кинематической связи других узлов станка, а также обеспечения требуемой прочности и жесткости конструкции в целом. Вдоль верхней части станины перемещается портал, обеспечивая продольное движение по оси Y . На портале установлена подвижная стойка, обеспечи-

вающая поперечное перемещение по оси X . В свою очередь, на стойке размещается подвижная шпиндельная бабка, обеспечивающая вертикальное перемещение по оси Z . Внутри шпиндельной бабки размещается приводной двигатель и шпиндельный узел, обеспечивающий главное движение резания.

Внутри станины, в ее передней части, размещается глобусный стол, на котором закрепляется обрабатываемая деталь. Глобусный стол состоит из люльки, на которой установлен поворотный стол. Качание люльки обеспечивает движение вокруг оси A , а вращение стола – движение вокруг оси C .

Анализ станка проводился методом конечных элементов в среде ANSYS. Для анализа вибрационного состояния станка проводился его модальный и гармонический анализ. На этапе модального анализа были выявлены общие и локальные собственные частоты. К общим собственным частотам системы отнесены колебания, в которых участвуют отдельные элементы вместе со станиной станка: 28 Гц; 30 Гц; 43 Гц; 49 Гц; 68 Гц; 72 Гц. Локальные собственные частоты колебаний портала со шпиндельной бабкой: 35 Гц; 54 Гц; 68 Гц; 89 Гц. Локальные собственные частоты колебаний глобусного стола: 24 Гц; 95 Гц; 112 Гц.

Гармонический анализ проводился при условии приложения к инструменту и заготовке знакопеременной силы амплитудой 1000 Н. Такая имитация внешних сил соответствует реальному воздействию сил резания. Этот анализ выявил, что практически все собственные частоты возбуждаются в процессе обработки заготовок. Наиболее существенные колебания системы возникают при приложении нагрузки вдоль оси X , что объясняется минимальной жесткостью в данном направлении, обусловленной компоновкой станка. Действие силы вдоль оси X вызывает колебания также в направлении осей Y и Z , так называемые боковые резонансы.

Основные результаты. Наиболее характерные и часто применяемые режимы обработки на находятся в диапазоне частот вращения шпинделя от 1200 до 4200 об/мин, что соответствует 20 ... 70 Гц. Первой задачей, решаемой с целью снижения вибраций станка в процессе обработки, является смещение собственных частот за пределы указанного диапазона.

Собственные частоты системы определяются ее инерционными и жесткостными параметрами согласно зависимости [2]

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (1)$$

где c – жесткость; m – инерционный параметр (масса).

Значения собственных частот механической системы не зависят от внешних условий и, в частности, от величин и характера приложенных нагрузок. Уменьшение массы системы практически не возможно, так как это неизбежно связано с уменьшением размеров элементов, а, следовательно, их прочности. Согласно формуле (1) наиболее реализуемым конструктивным способом смещения собственных частот является увеличение массы системы, что приведет к уменьшению собственных частот. Следовательно, оптимальным способом увеличения массы системы будет установка под оборудованием массивной фундаментной плиты. Кроме увеличения общей массы станка эта плита позволит установить под ней систему виброизоляторов.

Схема установки оборудования на плите представлена на рис. 2. Для виртуальных испытаний данного станка создана модель плиты с определенными конструктивными и геометрическими параметрами.

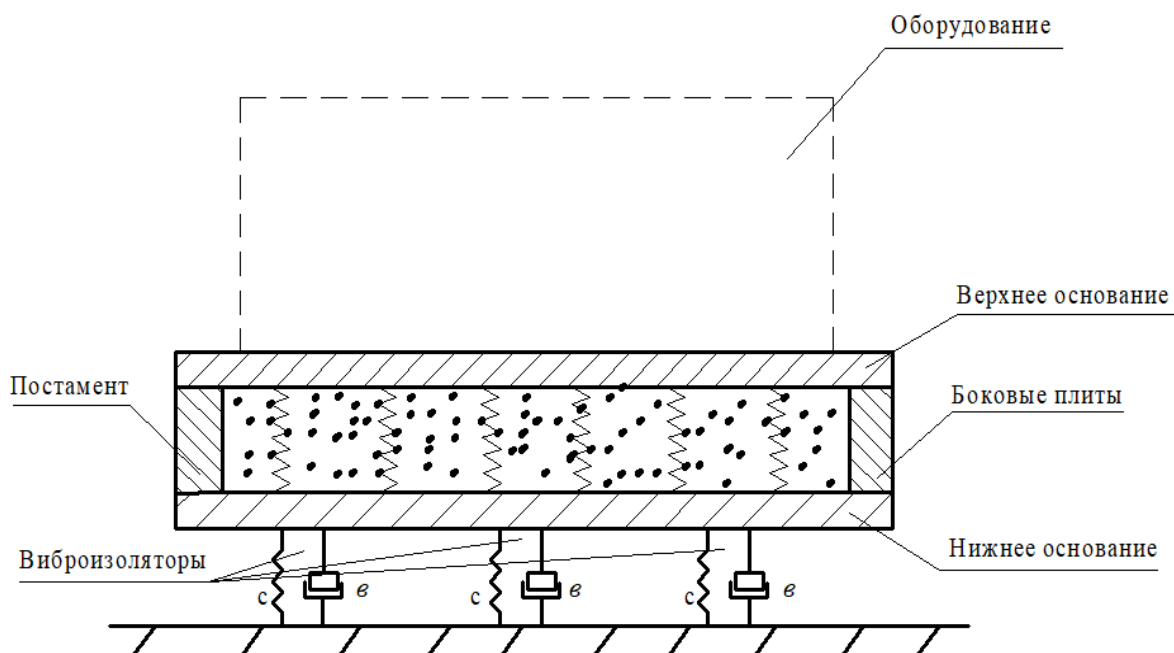


Рис. 2. Схема установки оборудования на плите

Верхнее и нижнее основание – сплошные металлические листы толщиной 6 мм. Внутреннее пространство имеет рёбра жесткости из гофрированного тонкого материала толщиной 2 мм и заполнено инертным материалом – бетоном, что повышает массу постаментов и его жесткостные характеристики. Под плитой и по ее контуру предусмотрена установка виброизоляторов с задаваемыми жесткостями и коэффициентами диссипации. Для гармонического анализа оборудования с плитой была создана комплексная модель системы в пакете SolidWorks, представленная на рис. 3.

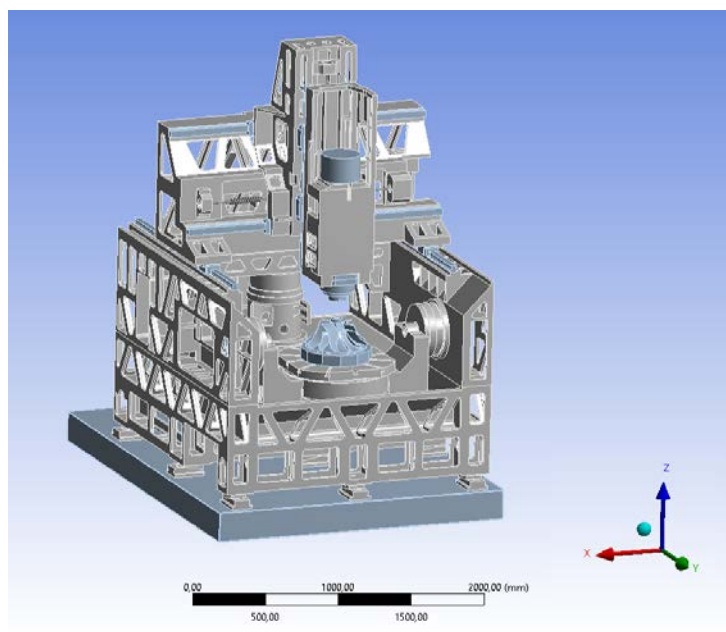


Рис. 3. 3D-модель системы с фундаментной плитой

При виртуальном гармоническом анализе станка принималось, что колебания возбуждаются внешней силой, прикладываемой в направлении наименьшей устойчивости станка и изменяющейся по гармоническому закону. В результате этого анализа обрабатывающего центра с виброизоляционной плитой определяется амплитуда колебаний обрабатываемой детали на каждой частоте, и строятся амплитудно-частотные характеристики. Эти виртуальные испытания позволяют определить параметры колебаний по всем трем координатным осям при приложении возмущающей нагрузки в одном направлении. Аналогичные характеристики можно получить для колебаний инструмента.

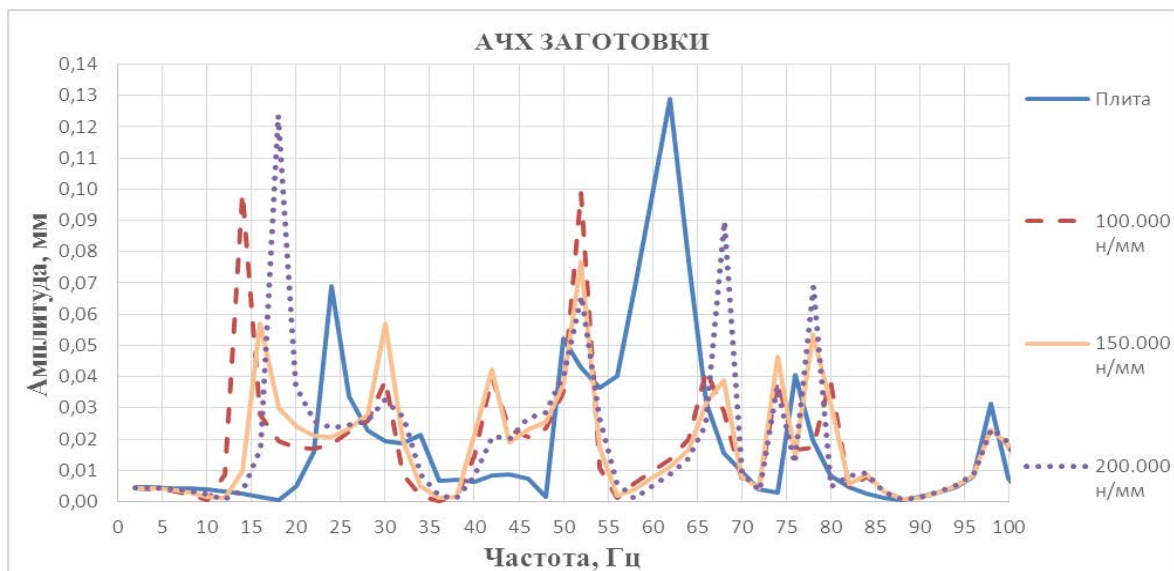


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики заготовки по оси (поперечной) X при приложении гармонически изменяющейся нагрузки вдоль поперечной оси X

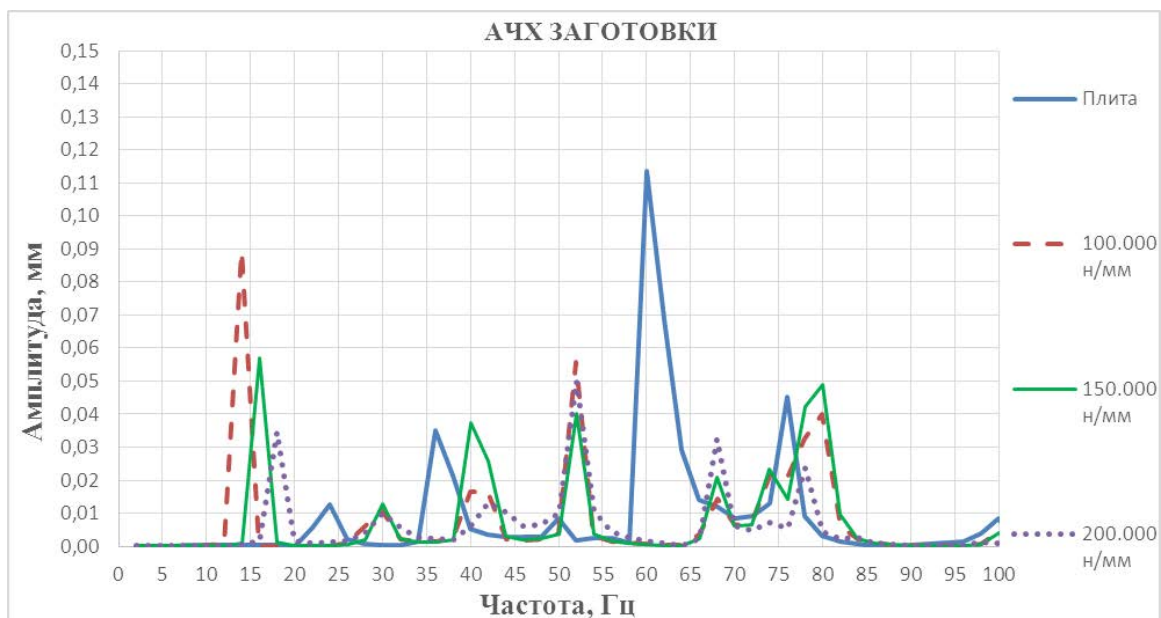


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики заготовки по оси (продольной) Y при приложении гармонически изменяющейся нагрузки вдоль поперечной оси X

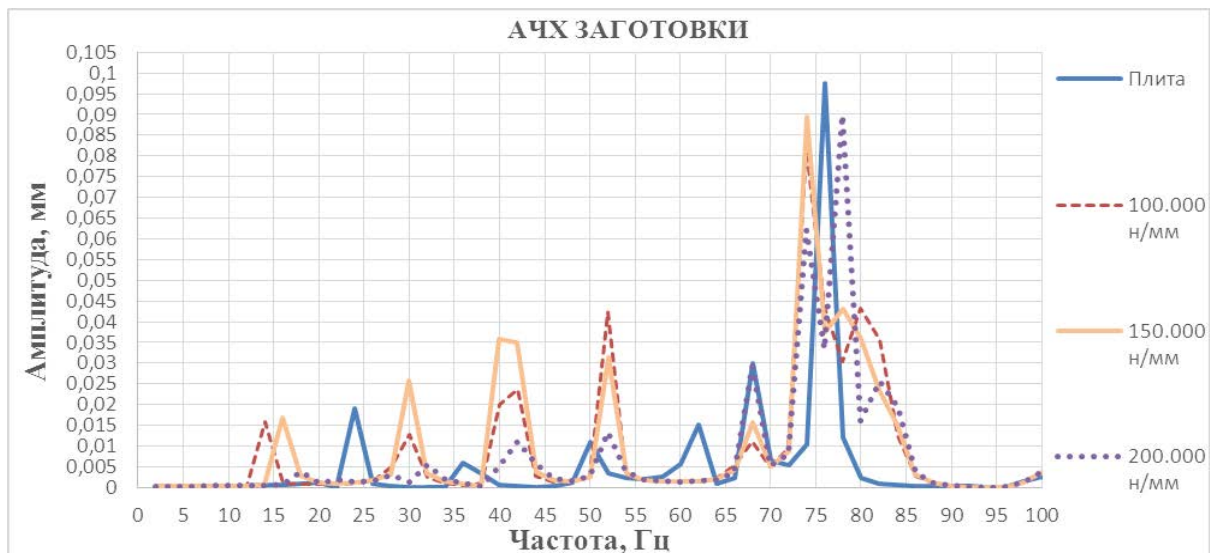


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики заготовки по оси (вертикальной) Z при приложении гармонически изменяющейся нагрузки вдоль поперечной оси X

Анализ проводился в системе станок-плита-виброизолятор, т.е. фундаментная плита устанавливается на виброизоляционные опоры, жёсткости которых можно изменять. При моделировании виброизоляционные опоры были представлены в виде пружин с различными степенями жёсткости (100000 Н/мм, 150000 Н/мм и 200000 Н/мм).

Из результатов анализа следует, что, увеличивая жёсткости виброизоляторов, можно существенно снизить пиковые значения амплитуд колебаний в определённых диапазонах частот, по сравнению с моделью, когда станок установлен на фундаментную плиту без виброопор. Однако на других частотах наоборот, появляются новые пики амплитуд колебаний. Этот происходит из-за того, что в сложной механической системе имеется несколько собственных частот и изменение комплекса инерционных и упруго-диссипативных параметров приводит к их сдвигу. В целом уменьшение амплитуд колебаний в направлении поперечной оси наблюдается при средних значениях жёсткости системы виброизоляции (150000 Н/мм), а минимизация боковых резонансов в направлениях, перпендикулярных действию возмущающей силы – при максимальных из принятых значений жёсткости (200000 Н/мм). Обращает на себя внимание тот факт, что введение единой фундаментной плиты с системой виброизоляторов приводит к устранению пиков на амплитудно-частотных характеристиках по всем направлениям колебаний в зоне 55...60 Гц, что соответствует высокопроизводительным режимам обработки для чистовых операций. Таким образом, подбор параметров системы виброизоляции станка позволяет найти и рекомендовать оптимальные режимы механической обработки для данного оборудования.

Выводы. Как видно из полученных данных, более совершенным техническим решением для совершенствования виброизоляции оборудования будет создание адаптивной системы виброзащиты с регулируемой жёсткостью. При измерении рабочей частоты станка жёсткость виброизоляторов настраивается таким образом, чтобы обеспечить минимальную амплитуду собственных колебаний на этой частоте. Тогда фактическая амплитудно-частотная характеристика будет динамической и будет строиться как линия, аппроксимирующая минимальные значения кривых на рисунках 5–7.

Примером виброизоляторов с управляемой жёсткостью может служить гидроопора с активным виброгасящим воздействием, или виброизоляторы квазиулевого жёсткости [3].

ЛИТЕРАТУРА

1. Елисеев, С. В. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. – Иркутск: изд-во Иркутского гос. ун-та. – 2008. – 523 с.
2. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. / Ред. совет: В. Е. Челомей(пред.). – М.: Машиностроение, 1978 – Т.1. Колебания линейных систем / Под ред. В. В. Болотина. 1978. – 352 с.
3. Зотов, А. Н. Амортизаторы с квазиулеевой жесткостью. Нефтегазовое дело: научно-технический журнал / ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет». – Уфа: Нефтегазовое дело, 2005, № 3. – С. 265–272.

Поступила 09.11.2020

УДК 621.793

Белоцерковский М.А.¹, Таран И.И.¹, Грищенко А.О.², Александрова В.С.¹

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ КОМПОЗИЦИОННЫХ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ

1. Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси

2. Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Разработан и изготовлен экспериментальный стенд для исследования демпфирующих свойств деталей с покрытиями. Проведены испытания диссипативных характеристик образцов из чугуна СЧ 20 с покрытиями, состоящими из полимерных (СВМПЭ) и металлических (алюминий, титан) слоев, нанесенных газотермическими методами.

Введение. Известно, что для деталей и узлов машин, работающих в циклическом режиме, наибольшую опасность представляют резонансные колебания, обуславливающие перегрузку и преждевременное разрушение деталей [1–3]. Демпфирование резонансных колебаний в значительной степени уменьшает опасность разрушения деталей машин и является большим резервом повышения прочности в машиностроении. Кроме того, например, в металлообрабатывающих станках, снижение вредных резонансных колебаний путем демпфирования, обеспечивает значительное повышение динамической устойчивости станка при резании, что позволяет улучшить качество поверхности обрабатываемых изделий и повышает точность их изготовления [4].

Демпфирование вредных колебаний практически может быть достигнуто применением специальных конструкций элементов сопряжения и различного рода демпфирующих прокладок и пружин, подбором наилучшего, с точки зрения демпфирования колебаний, материала деталей и нанесением на поверхность деталей, работающих в циклическом режиме, демпфирующего покрытия [2, 3]. Применение того или иного способа демпфирования колебаний в каждом отдельном случае обусловлено конкретными условиями работы деталей машин и их конструкцией.

В настоящей работе изучалась способность к демпфированию колебаний различных композиционных газотермических покрытий.

Оборудование и материалы. Целью выполнения испытаний явилось определение логарифмического декремента затухания свободных колебаний консольно закрепленного образца с композиционными покрытиями, состоящими из полимерных и алюминиевых или титановых слоев, и без покрытия.

В качестве объекта испытаний были выбраны образцы чугуна СЧ 20 с нанесенными композиционными покрытиями «полимер-Al и/или Ti» (рис. 1). Исходным образцом служила шлифованная пластина ($Ra < 3,2$), изготовленная из чугуна СЧ20 размером 135×20×3 мм.

Полимерные покрытия наносились газопламенным напылением порошка сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ) на установке ОИМ 050. Для нанесения металлических покрытий использовалась установка гиперзвуковой металлизации АДМ-10. Необходимость исследования диссипативных характеристик слоистых покрытий была вызвана появлением задач, связанных с разработкой технологий формирования износостойких покрытий на полимерных деталях и покрытий малого веса.

На рис. 1 представлен внешний вид испытываемых образцов, состав которых приведен в таблице 1.

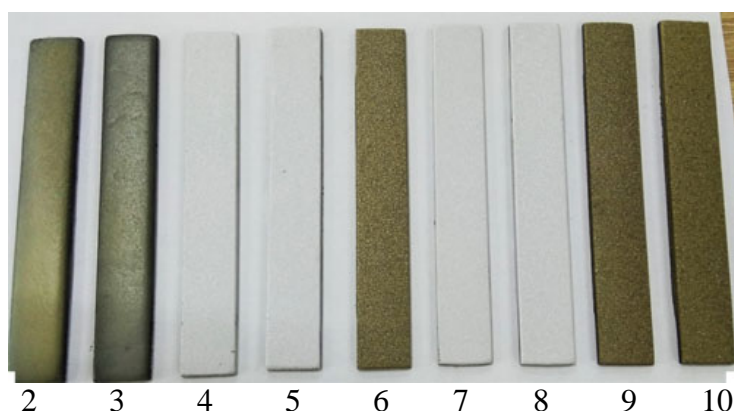


Рис. 1. Образцы с покрытиями (номера соответствуют таблице 1)

Таблица 1 – Состав покрытий, нанесенных на испытываемые образцы

№ образца	Материал покрытия	Толщина покрытия, мм
1	Без покрытия	–
2	СВМПЭ + Al	2,2 + 0,3
3	СВМПЭ + Ti	1,3 + 0,2
4	Al	0,2
5	Al	0,5
6	Ti	0,2
7	Al + СВМПЭ	0,2 + 1,0
8	Al + СВМПЭ	0,5 + 2,0
9	Ti + СВМПЭ	0,2 + 1,0
10	Ti + СВМПЭ	0,5 + 2,0

Для проведения испытаний был разработан и изготовлен экспериментальный стенд ИЯБМ 01171.00056.000 (рис. 2), кинематическая схема которого основана на нагружении свободного конца консольно закрепленного образца, резком снятии нагрузки и регистрации свободных затухающих колебаний бесконтактным датчиком индукционного типа, связанного с компьютером.

Стенд состоит из измерительной и регистрирующей части. В свою очередь измерительная часть стенда состоит из узла крепления образца и узла нагружения, которые жестко закреплены на общей станине. Для калибровки деформации образцов при нагружении используется индикатор часового типа, расположенный на магнитном шта-

тиве. Измерительная часть стенда виброизолирована от лабораторного стола посредством вкладышей, изготовленных из пластины резиновой вакуумной П-51–2062 ТУ 38.105116–81 толщиной 6 мм.

Регистрирующая часть стенда состоит из индуктивного датчика IF 6028 (фирмы IFM Electronic, Германия), аналого-цифрового преобразователя Е-154 (фирмы LCard, Россия; далее – АЦП) и платы усилителя сигнала.

Для обеспечения питающего напряжения индуктивного датчика и усилителя использовался универсальный источник питания (завод «Калибр», Беларусь). Для отображения полученных виброграмм и дальнейшей их обработки применяли персональный компьютер.



Рис. 2. Общий вид экспериментального стенда для испытаний демпфирующих свойств образцов

Плата усилителя, подключаемая в электрической цепи между индуктивным датчиком и АЦП, предназначена для усиления аналогового сигнала с целью повышения точности измерения декремента затухания. Плата разработана на основе операционного усилителя TL0520IP и имеет постоянный коэффициент усиления.

Разработанная Excel-программа автоматически вычисляет логарифмический декремент затухания δ и его значение отображается в заданной ячейке.

При проведении испытаний основным измеряемым параметром является амплитуда затухающих колебаний образца, которая отображается на мониторе компьютера. Амплитуда колебаний является отображением мгновенных значений напряжения, которое фиксируется индуктивным датчиком при изменяющемся расстоянии до поверхности образца в процессе колебаний. Регистрируемые значения напряжения поступают на АЦП, в котором аналоговый сигнал преобразуется в цифровой для отображения на мониторе компьютера.

Проведение исследований. Полученные результаты. Испытания проводились при температуре окружающего воздуха $(20 \pm 5)^\circ\text{C}$ и относительной влажности 40–50 %.

Испытания осуществлялись следующим образом. Образец крепился к держателю покрытием вверх. С целью определения соответствия деформации образца и напряжением аналогового сигнала индуктивного датчика для каждого образца проводились калибровочные измерения. По калибровочному графику определяли сигнал, соответствующий максимальному отклонению 1 мм. Затем образец повторно нагружали до максимального отклонения, после чего резко снимали нагрузку. Свободные затухающие колебания образца регистрировались на мониторе компьютера и обрабатывали для оп-

ределения логарифмического декремента затухания по определенной программе, в основе которой лежит формула:

$$\delta_k = \frac{1}{n_k - 1} \ln \frac{A_0}{A_n},$$

где δ_k – логарифмический декремент затухания колебаний; n_k – число циклов колебаний; A_0 – начальная амплитуда колебаний; A_n – амплитуда колебаний через n_k циклов.

Вид некоторых полученных виброграмм, зарегистрированных на мониторе, приведен на рис. 3.

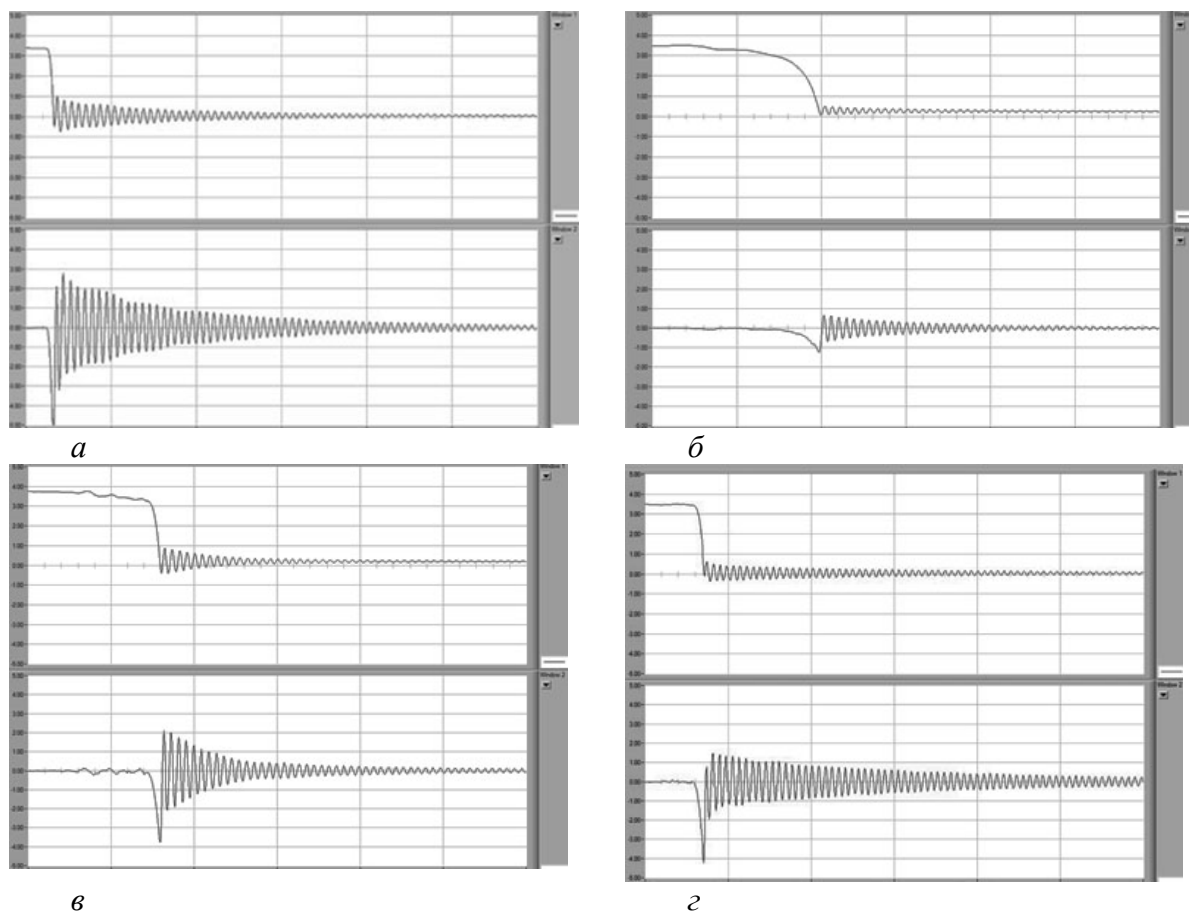


Рис. 3. Некоторые виброграммы образцов: *а* – образец без покрытия; *б* – образец № 2 (с покрытием СВМПЭ + Al); *в* – образец №6 (с покрытием Ti); *г* – образец №5 (с покрытием Al)

Испытания проводили для каждого образца при определении декремента затухания до и после нанесения каждого слоя покрытия. Значения этого параметра являются относительными для каждого образца. Результаты исследовательских испытаний обобщены в таблице 2.

Анализ результатов проведенных исследований показал, что на разработанном и изготовленном стенде с успехом можно исследовать изменения диссипативных свойств металлических образцов с нанесенными композиционными покрытиями. Кроме того,

показано, что демпфирующие свойства у полимерных покрытий выше, чем у металлических и увеличиваются с ростом толщины покрытий.

Таблица 2 – Демпфирующие свойства образцов с покрытиями

Материал покрытия	Толщина, мм	Декремент затухания	Эффективность демпфирования, %
–	–	0,0698	–
СВМПЭ	2,2	0,0977	40,0
СВМПЭ + Al	2,2 + 0,3	0,0953	36,5
СВМПЭ	1,3	0,0948	35,1
СВМПЭ + Ti	1,3+0,2	0,0823	17,9
Al	0,2	0,0603	–13,6
Al	0,5	0,0598	–14,3
Ti	0,2	0,0933	33,8
Al + СВМПЭ	0,2 + 1,0	0,0873	25,1
Al + СВМПЭ	0,5 + 2,0	0,0525	24,1
Ti + СВМПЭ	0,2 + 1,0	0,0835	19,6
Ti + СВМПЭ	0,5 + 2,0	0,0923	32,3

Определенный интерес вызывают результаты, полученные на образцах с покрытиями из алюминия, которые свидетельствуют о снижении эффективности демпфирования. Это вероятно связано с тем, что образцы были выполнены из чугуна, обладающего по сравнению, например, со сталями более высокими демпфирующими способностями.

Композиционное покрытие, состоящее из относительно толстого слоя СВМПЭ и тонкого слоя алюминия обладает достаточно высокими диссипативными характеристиками и может быть рекомендовано для использования в трибосопряжениях, имеющих ограничения по массе элементов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов, Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом. Учебник. – М. : Университетская книга, Логос, 2008. – 424 с.
2. Нашиф, А. Демпфирование колебаний / А. Нашиф, Д. Джоунс, Дж. Хендерсон. – М. : Мир, 1988. – 488 с.
3. Чернышев, В. М. Демпфирование колебаний механических систем покрытиями из полимерных материалов. – М.: Наука, 2004. – 288 с.
4. Борьба с шумом на производстве : справочник / Под ред. Е. Я. Юдина. – М. : Машиностроение, 1985. – 400 с.

Поступила 18.06.2020

Капуста П.П.

**ПРОЕКТНЫЕ ФУНКЦИИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ УСТАЛОСТНОЙ
ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ
ПРИ РЕГУЛЯРНОМ И НЕРЕГУЛЯРНОМ НАГРУЖЕНИИ**

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Разработана методика построения проектных функций распределения усталостной долговечности деталей машин и конструкций, подверженных нерегулярному нагружению по результатам испытаний при регулярном нагружении с использованием для описания кривой усталости степенной функции.

Постановка задачи исследования. При проектных вероятностных расчетах долговечности при нерегулярном нагружении, интерес представляют вопросы методики построения функций распределения усталостной долговечности (ФРД) $P = f(\lg N_{\Sigma})$, описывающих зависимость вероятности неразрушения P от логарифма суммарного числа циклов до разрушения $\lg N_{\Sigma}$ (влияние степени тяжести нерегулярного нагружения на характер (наклон) кривых $P = f(\lg N_{\Sigma})$ в сравнении с регулярным), а так же способ определения доверительных областей для функции распределения долговечности.

Методика исследования. Системный подход к анализу процессов случайного эксплуатационного нагружения опасных по усталости элементов несущих систем, агрегатов, узлов, конструкций и деталей машин при регулярном и нерегулярном нагружении. Обоснование принципов проектных, в т. ч. – вероятностных, расчетов усталостного ресурса с учетом степени тяжести режимов нерегулярного нагружения на основе изучения их корреляционной взаимосвязи посредством разработанного ранее универсального способа формирования нагрузочных блоков, управления их основными характеристиками на стадиях проектирования и «прочностной доводки» машин. Алгоритмизация, программирование и автоматизация расчетов исследуемых характеристик нагруженности и долговечности опасных по усталости элементов деталей машин и конструкций. Верификация разработанных методов на результатах натуральных и вычислительных компьютерных экспериментов.

Результаты исследований. Приводятся принципы прогнозирования вероятностного ресурса путем построения проектных функций распределения усталостной долговечности деталей машин и конструкций при регулярном и нерегулярном нагружении, основанные на разработанных методиках и методах [1–12], с использованием для описания кривых усталости уравнения степенной функции.

Методы построения функций распределения усталостной долговечности и их доверительных областей. Метод заключается в определении значений пределов выносливости детали (образца) σ_{RP} , соответствующего требуемой (заданной) вероятности неразрушения P , с последующим вычислением долговечности $N_{\Sigma P}$ в циклах $P = f(\lg N_{\Sigma})$ по методике, описанной в [2, 4, 7–10]. В качестве примера, на рисунке 1 приведены функции распределения усталостной долговечности рам тракторных прицепов в случае движения по бездорожью с грузом (кривая 3) и по спрофилированной

грунтовой дороге с грузом (кривая 4) [8–9]. Отметим, что ось ординат соответствует вероятностям неразрушения в квантилях нормального распределения.

Здесь пределы выносливости σ_{RP} определены с использованием методики приведенной в [2, 4, 7–10] с учетом гипотезы о постоянстве предела выносливости $\overline{\sigma_R}$ при переходе от регулярного нагружения к нерегулярному. Расчет ведут при шаге напряжений $\Delta\sigma = 0,2$ МПа при следующих исходных параметрах: $\sigma_{RP} = f(P) = \text{var}$; $\overline{S} = 4,5$ Мпа = const; $m = 4,09 = \text{const}$, $N_G = 3,2 \cdot 10^6$ циклов = const [2, 8–10].

Для экспериментальной проверки исследований по оценке нерегулярного нагружения деталей машин используем результаты определения характеристик нагруженности путем тензометрирования опасных с точки зрения усталости зон рам тракторных прицепов [2]. Характеристики эксплуатационной нагруженности рам в виде параметров распределения Вейбулла. При этом на основании указанных экспериментов, размер блока нагружения для двух приведенных в таблице 1 эксплуатационных нагрузочных режимов принят $n = 10^4$ циклов, а количество циклов напряжений приходящихся на 1 км пробега равнялось $l = 250$ циклов/км.

Таблица 1 – Характеристики эксплуатационной нагруженности рам тракторных прицепов

Эксплуатационный режим нагружения	$\hat{\sigma}$, МПа	$\check{\sigma}$, МПа	σ_w , МПа	$\frac{\sigma_w}{\hat{\sigma} - \check{\sigma}}$	w
1. Движение по спрофилированной грунтовой дороге с грузом	118,00	24,00	23,00	0,2447	1,58
2. Движение по бездорожью с грузом	170,00	21,00	40,00	0,2685	1,68

Эксплуатационный ступенчатый блок заменен блоком, аппроксимированным с помощью распределения Вейбулла [12], что позволит при расчете долговечности учесть каждое напряжение блока, имея в арсенале средств автоматизации работы конструкторов и расчетчиков быстродействующие персональные компьютеры. Отметим, что в данном случае нагруженность задается в вероятностном аспекте, что весьма важно при вероятностных расчетах долговечности.

Влияние степени тяжести нерегулярного нагружения на характер кривых $P = f(\lg N_\Sigma)$. Для установления влияния степени тяжести нерегулярного нагружения на характер (наклон) кривых $P = f(\lg N_\Sigma)$ в сравнении с регулярным нагружением, произведем расчет функций распределения усталостной долговечности рам тракторных прицепов при регулярном нагружении для двух уровней (амплитуд) напряжений σ_a : $\sigma_{a1} = 170$ МПа; $\sigma_{a2} = 118$ МПа. Расчет долговечности проводился с использованием методики [12] и сведен в таблице 2.

Таблица 2 – Расчет функций распределения усталостной долговечности рам тракторных прицепов при регулярном нагружении

P	0,5			0,8	0,9	0,95	0,99	0,995	0,999
t	0	0,253	0,524	0,842	1,282	1,645	2,326	2,576	3,090
$\bar{\sigma}_{RP}$,	63,84	62,70	61,48	60,05	58,07	56,44	53,37	52,15	49,935
N_{Σ} , Циклы	58270/ 259407	54130/ 24978	49950/ 222369	45366/ 201962	39553/ 176082	35205/ 156727	28006/ 124680	25679/ 114321	21335/ 94979
$\lg N_{\Sigma}$	4,7654/ 5,4140	4,7334/ 5,3820	4,6985/ 5,3471	4,6567/ 5,3053	4,5972/ 5,2457	4,5466/ 5,1951	4,4473/ 5,0958	4,4096/ 5,0581	4,3291/ 4,9776

Примечание: в числителе – $\sigma_{a1} = 170$ МПа ; в знаменателе – $\sigma_{a2} = 118$ МПа.

Сравнительный регрессионный анализ влияния степени тяжести режима нерегулярного нагружения по сравнению с регулярным на характер функций распределения долговечности для рам тракторных прицепов, приведенный в таблице 3, подтверждает положение о независимости характера (наклона) кривых $P = f(\lg N)$ от уровня напряжений, на которых проводятся испытания, в случае регулярного нагружения [3, 8–10, 12]. При переходе от регулярного нагружения к нерегулярному и с уменьшением степени тяжести режима нагружения, наклон кривых $P = f(\lg N_{\Sigma})$ увеличится в сторону оси P. Если изменения наклона кривых $P = f(\lg N_{\Sigma})$ не учитывать (штриховая линия на рисунке 1), то завышение расчетной усталостной долговечности, например для вероятности неразрушения $P = 0,999$, составит: в случае движения по бездорожью с грузом в 1,046 раза (4,62 %); в случае движения по спрофилированной грунтовой дороге с грузом – в 1,011 раза (1,13 %). Приняв такие отклонения статистически не значимыми, при построении функций распределения усталостной долговечности деталей машин и элементов конструкций (в случае проектных расчетов), подверженных нерегулярному нагружению, нет оснований отвергать гипотезу об эквидистантности кривых $P = f(\lg N_{\Sigma})$ с изменением степени тяжести нагрузочного режима.

Таблица 3 – Сравнительный регрессионный анализ влияния степени тяжести нерегулярного нагружения на характер функций распределения усталостной долговечности по сравнению с регулярным нагружением для рам тракторных прицепов

Наименование режима нагружения	Уравнение регрессии функций распределения усталостной долговечности	Примечание
1. Регулярное нагружение: – при $\sigma_{a1} = 170$ МПа – при $\sigma_{a2} = 118$ МПа	$\lg N = 4,7720 - 0,14 \lg t$ $\lg N = 5,4206 - 0,14 \lg t$	в циклах в циклах
2. Движение по бездорожью с грузом	$\lg N_{\Sigma} = 6,3996 - 0,15 \lg t$ $\lg N = 4,0017 - 0,15 \lg t$	в циклах в км
3. Движение по спрофилированной грунтовой дороге с грузом	$\lg N_{\Sigma} = 7,0885 - 0,18 \lg t$ $\lg L = 4,6906 - 0,18 \lg t$	в циклах в км

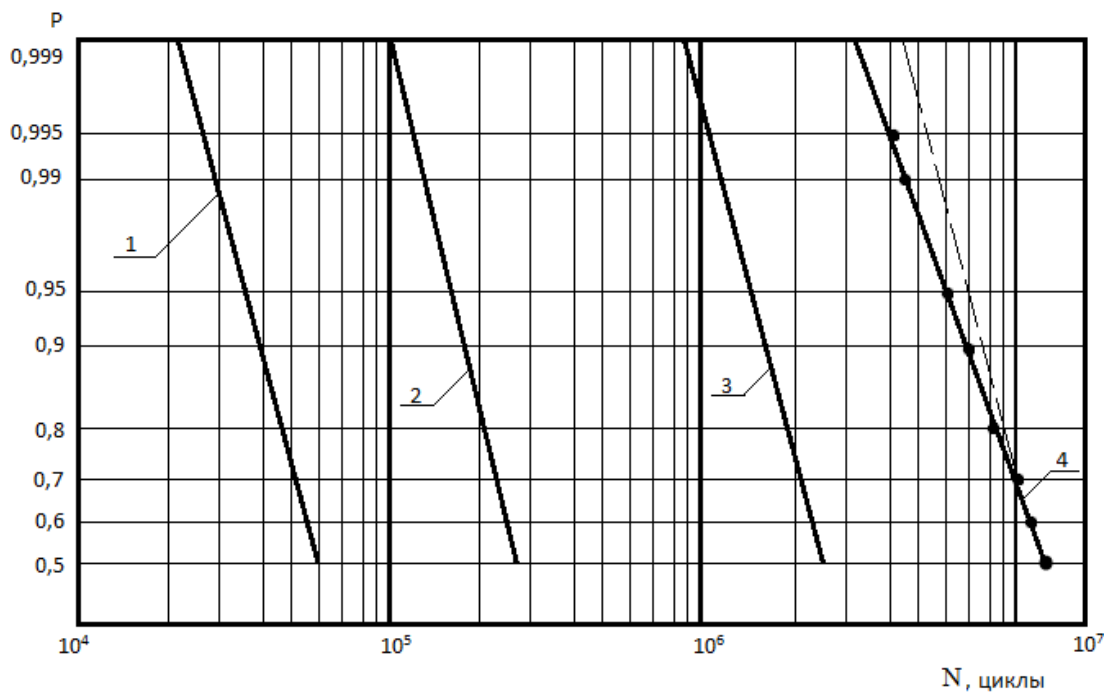


Рис. 1. Функции распределения усталостной долговечности при регулярном (1 – $\sigma_{a1} = 170$ МПа, 2 – $\sigma_{a2} = 118$ МПа) и нерегулярном (3 – движение по бездорожью с грузом, 4 – движение по профилированной грунтовой дороге с грузом) нагружении рам тракторных прицепов.

Результаты расчета функций усталостной долговечности в километрах пробега $P = f(\lg L)$ и приведены на рис. 2.

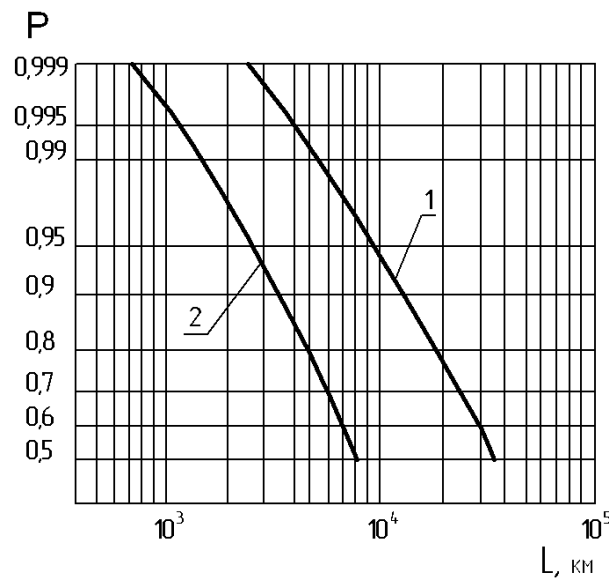


Рис. 2. Функции усталостной долговечности рам в километрах пробега $P = f(\lg L)$

Анализ рис. 2 показывает, что при увеличении требуемой вероятности неразрушения P , например от 0,5 до 0,99, расчетная долговечность уменьшается: в случае движения по профилированной дороге с грузом (кривая 1) – в 2,65 раза; в случае движения по бездорожью с грузом (кривая 2) – в 2,18 раза.

Определение доверительных областей для функции распределения усталостной долговечности. Доверительные области для функций распределения усталостной долго-

вечности будем рассчитывать исходя из доверительных интервалов для функции распределения предела выносливости детали $\sigma_{RP\min}$ и $\sigma_{RP\max}$ с учетом доверительных интервалов для среднего квадратического отклонения предела выносливости $S_{\sigma_{R\min}}$ и $S_{\sigma_{R\max}}$. Такой подход обусловлен испытанием в большинстве случаев малого количества деталей при определении их характеристик сопротивления усталости.

Расчет проводится при шаге напряжений нагрузочных блоков $\Delta\sigma = 0,2$ МПа. При этом в ПЭВМ вводится в качестве исходного не среднее значение предела выносливости, для заданной вероятности неразрушения P и соответствующему значению квантили нормального распределения t предела выносливости, а значения предела выносливости $\sigma_{RP} = \sigma_{R\min} - tS_{\sigma_{R\max}}$, соответствующему интервалу для предела выносливости $\sigma_{RP\min}$, вычисляемому для случая определения нижней доверительной области функции распределения усталостной долговечности. При определении верхней доверительной области функции распределения долговечности, в ПЭВМ вводят значения σ_{RP} , соответствующие верхнему доверительному интервалу для предела выносливости $\bar{\sigma}_{R\min}$.

При расчетной оценке долговечности для вероятностей неразрушения $P \geq 0,5$, практический интерес представляют только нижние доверительные области для функции распределения долговечности.

В качестве примера по приведённой методике нижние определены 95 % – ные доверительные области для функции распределения усталостной долговечности рам тракторных прицепов (рис. 3) при регулярном (для $\sigma_a = 170$ МПа, кривые 1) и нерегулярном (для $\frac{\sigma_w}{\sigma - \sigma} = 0,2685$, кривые 2) нагружении. На рис. 3 приведены сравнительные

графики функций распределения долговечности с нижними 95 %-и доверительными областями.

В случае проектных вероятностных расчетов деталей машин на долговечность и определения характеристик сопротивления усталости по результатам испытания малых выборок зависимости $P = f(\lg N_\Sigma)$ рекомендуется представлять как нижние граничные кривые доверительных областей функции распределения усталостной долговечности.

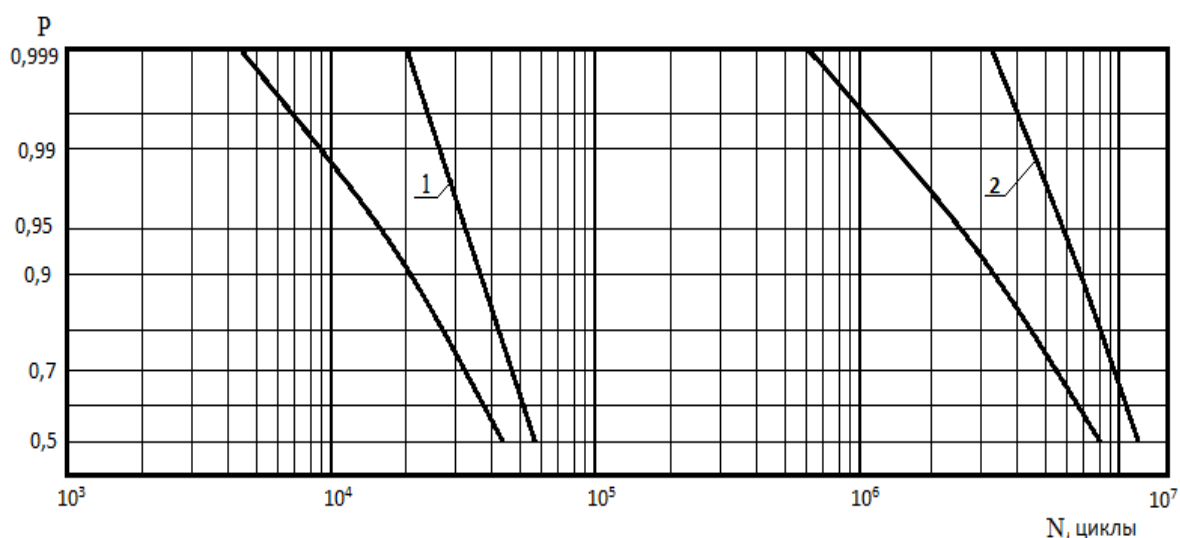


Рис. 3. Проектные функции распределения долговечности рам тракторных прицепов, соответствующие нижним 95 % -ным доверительным областям их предела выносливости

Основные результаты и выводы. Развита ранее разработанная автором методика проектного расчета долговечности деталей машин и элементов конструкций в зависимости от проектируемых условий их эксплуатационной нагруженности с использованием для описания кривой усталости степенной функции.

Экспериментально, на примерах натуральных элементов конструкций, подтверждены гипотезы о постоянстве показателя наклона левой ветви кривой усталости m и предела выносливости σ_{RP} при переходе от регулярного нагружения к нерегулярному.

На результатах испытаний локальных моделей рам тракторных прицепов показано, что при проектных вероятностных расчетах изменением эквидистантности функций распределения усталостной долговечности $P = f(\lg N_{\Sigma})$ при переходе от регулярного нагружения к нерегулярному можно пренебречь.

Разработана методика построения проектных функций распределения усталостной долговечности деталей машин и конструкций, подверженных нерегулярному нагружению по результатам испытаний при регулярном нагружении с использованием для описания кривой усталости степенной функции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Почтенный, Е. К. Упрощенный метод линейного суммирования усталостных повреждений с учетом снижения предела выносливости // Вестник машиностроения. – 1986. – № 8. – С. 33–37.
2. Вероятностная оценка долговечности рам транспортных средств: оперативно-информационные материалы / Е. К. Почтенный, А. И. Журавель, К. В. Щурин, В. И. Миркитанов и др. – Минск: Изд. ИНДМАШ АН БССР, 1985. – 38 с.
3. Почтенный, Е. К., Капуста, П. П. Вероятностные диаграммы многоциклового усталости деталей машин // Вестник машиностроения. – 1993. – № 12. – С. 5–7.
4. 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.
5. Капуста, П. П. Методика оценки нерегулярной нагруженности деталей и конструкций машин // Вестник машиностроения. – 2005. – № 6. – С. 13–18.
6. Почтенный, Е. К., Капуста, П. П. Прогнозирование эксплуатационного нагружения несущих конструкций автомобилей-самосвалов // Горная механика. – 2005. – № 3. – С. 47–60.
7. Почтенный, Е. К., Капуста, П. П. Экспериментально-аналитическая методика ускоренных испытаний конструкций при регулярном многоцикловоом нагружении и оценка их ресурса при случайном многочастотном и многорежимном нагружении // Вестник машиностроения. – 2006. – № 1. – С. 28–40.
8. Капуста, П. П. Вариация характеристик сопротивления усталости сталей на разных уровнях напряжений при проектных оценках ресурса // Материалы, технологии, инструменты. – 2009, том 14, № 4, – С. 22–29.
9. Капуста, П. П. Вариация характеристик сопротивления усталости при регулярном нагружении стали в процессе развития повреждений и снижения предела выносливости при проектной оценке ресурса // Материалы, технологии, инструменты. – 2011, том 16, № 1, – С. 11–15.
10. Капуста, П. П. Проектные кинетические диаграммы усталости стали и вероятностная оценка ресурса при нерегулярном нагружении с учетом снижения предела выносливости // Материалы, технологии, инструменты. – 2011, том 16, № 2, – С. 14–21.
11. Капуста, П. П. Принципы обеспечения надежности и ресурсного проектирования несущих систем мобильных машин // Грузовик. – 2013, № 3. – С. 24–31.
12. Капуста, П. П. Методика формирования нагрузочных блоков и проектный расчет усталостного ресурса деталей машин и конструкций при случайном нагружении // Международный научно-технический сборник «Теоретическая и прикладная механика». Вып. 34. Минск, 2019. С. 336–343.

Поступила 22.01.2020

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ ВАЛОВ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ: ДЕТЕРМИНИРОВАННЫЙ ПОДХОД

1. *Белорусский национальный технический университет*

2. *Минский завод колесных тягачей*

Минск, Беларусь

В конкурентных условиях, особую актуальность имеют вопросы повышения качества выпускаемых машин и деталей, их технического уровня, технологичности, технико-экономических характеристик и безопасности в эксплуатации. В связи с этим возникает необходимость проектирования деталей с ограниченным запасом прочности и оптимальными массогабаритными характеристиками. Приведены основные положения методики проектного расчета валов по критериям сопротивления усталости

Применение разработанных подхода и метода расчета валов на сопротивление усталости на стадии проектирования позволяет найти наиболее приемлемый вариант конструкции, на этапе их вариантного моделирования, что позволяет сократить не только время расчётов, но и материальные затраты на этапе расчетной прочностной доводки.

Постановка задачи. В конкурентных условиях, особую актуальность имеют вопросы повышения качества выпускаемых машин и деталей, их технического уровня, технологичности, технико-экономических характеристик и безопасности в эксплуатации. В связи с этим возникает необходимость проектирования деталей с ограниченным запасом прочности и оптимальными массогабаритными характеристиками [1, 2].

Применение методов расчета на сопротивление усталости на стадии проектирования позволяет найти наиболее приемлемый вариант конструкции.

Расчет валов на сопротивление усталости проводят как проверочный по классическому условию $S_f \geq [S_f]$. Практика показывает, что расчетный коэффициент запаса усталостной прочности S_f , как правило, значительно отличается, чаще в большую сторону, от допускаемого $[S_f]$, что затрудняет получение оптимальных массогабаритных параметров валов, конструируемых на них узлов и агрегатов.

Однако эксплуатационные усталостные поломки валов и полуосей, работающих на изгиб с кручением, все же происходят (см. рис. 1), что ограничивает надежность и уровень техногенной безопасности длительно эксплуатируемых машин.



Рис. 1. Типичное усталостное разрушение полуоси заднего ведущего моста колесного трактора

Обоснование и основные принципы метода решения задачи. Для усовершенствования существующей методики, проектный расчет проводится с учетом современных технологий виртуального моделирования и количественного обоснования компоновочных решений деталей, в три этапа. Первый, применяемый на стадии анализа кинематических схем, предусматривает приближенную оценку диаметра вала по известному крутящему моменту M_k в рассчитываемом сечении и пониженным допускаемым касательным напряжениям при кручении $[\tau_k]$. Второй, применяемый на стадии анализа предварительных компоновочных решений и схем, предусматривает приближенную оценку диаметра вала по известному эквивалентному моменту M_E и эквивалентным допускаемым нормальным напряжениям при совместном действии изгиба и кручения $[\sigma_E]$. Третий этап состоит в проектном уточнении диаметра вала $M_E D_{[S_f]}$. Решением неравенства

$$S_f = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S_f] \quad (1)$$

авторами [2] предложено уравнение вида

$$D_{[S_f]} = f([S_f], M_u, M_k, \sigma_{-1}, \tau_{-1}, K_{\sigma D}, K_{\tau D}, K_{L\sigma}, K_{L\tau}, \psi_\sigma, \psi_\tau)$$

для проектного вычисления диаметра вала по критерию сопротивления усталости с учетом наиболее значимых факторов ($[M_u]$ – суммарный изгибающий момент; σ_{-1} , τ_{-1} , $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$, $K_{L\sigma}$, $K_{L\tau}$ – соответственно, пределы выносливости, коэффициенты их снижения и долговечности при действии нормальных изгибных и касательных крутящих напряжений, а ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии циклов напряжений), для применения в конструкторской практике должны быть разработаны соответствующие базы данных по параметрам, алгоритм и программа для ПЭВМ, что позволит автоматизировать расчет на стадии проектирования и интегрировать разработанный метод в САПР.

Разработка метода решения задачи. Для усовершенствования существующей методики, возможно проведение проектного расчета с учетом современных технологий виртуального моделирования и количественного обоснования компоновочных решений деталей.

Расчет проводится в три этапа.

Первый этап, применяемый в практике проектирования на стадии анализа кинематических схем, предусматривает приближенную оценку диаметра вала (2) по известному крутящему моменту M_k в рассчитываемом сечении и пониженным допускаемым касательным напряжениям при кручении $[\tau_k]$

$$D_{[\tau_k]} = 3 \sqrt{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot [\tau_k]}} \quad (2)$$

Второй этап, применяемый в практике проектирования на стадии анализа предварительных компоновочных решений и схем, предусматривает приближенную оценку диаметра вала (3) по известному эквивалентному моменту M_E в рассчитываемом сечении и эквивалентным допускаемым нормальным напряжениям при совместном действии изгиба и кручения $[\sigma_E]$ с использованием одной из известных гипотез прочности (например, – гипотезы энергии формоизменения).

$$D_{\sigma E} \geq 3 \sqrt{\frac{32 \cdot M_E}{\pi \cdot [\sigma_E]}} \quad (3)$$

Третий этап, предложенный авторами, предусматривает проектную оценку диаметра вала по уравнению, являющимся результатом решения неравенства (1), где: S_f и $[S_f]$ – соответственно, общие расчетный и допускаемый коэффициенты запаса усталостной прочности при сложном напряженном состоянии (например, совместное действие изгиба с кручением); S_σ и S_τ – соответственно, расчетные коэффициенты запаса усталостной прочности при раздельном действии изгиба и кручения, определяемые по формулам (4) и (5) [3–5].

$$S_f \sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma D}}{K_{L\sigma}} \sigma_\alpha + \psi_{\sigma m}} \quad (4)$$

и

$$S_f \tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau D}}{K_{L\tau}} \tau_\alpha + \psi_{\tau m}}, \quad (5)$$

где: σ_{-1} и τ_{-1} – соответственно, пределы выносливости материала в МПа (например, используемой марки стали, определенные на полированных образцах стандартных размеров [3, 4]) при раздельном действии изгиба и кручения;

$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ и M_k – соответственно, изгибающие, в вертикальной M_x , и в горизонтальной M_y , плоскостях и крутящий моменты, определяемые по эпюрам для рассчитываемого поперечного сечения;

σ_α и τ_α – соответственно, амплитуда нормальных и касательных напряжений в МПа при изгибе σ_u и кручении τ_k :

$$\sigma_\alpha = \sigma_u = \frac{M_u}{W_{xd}} \quad (6)$$

и

$$\tau_a = \frac{\tau_k}{2} = \frac{M_k}{2 \cdot W_{pd}}; \quad (7)$$

ψ_σ и ψ_τ – соответственно, коэффициенты чувствительности материала к амплитуде нормальных и касательных напряжений при изгибе и кручении [3–5];

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – соответственно, общие коэффициенты снижения предела выносливости вала в рассчитываемом сечении по нормальным и касательным напряжениям при изгибе (8) и кручении (9);

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_{v\sigma} \cdot K_{A\sigma}}; \quad (8)$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \frac{1}{K_{v\tau} \cdot K_{A\tau}}; \quad (9)$$

K_σ и K_τ – соответственно, коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений при изгибе и кручении [3–5];

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – соответственно, коэффициенты влияния размеров рассчитываемого поперечного сечения по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении [3–5];

$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}$ и $\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$ – соответственно, отношение коэффициентов концентрации нормальных

и касательных напряжений и влияния размеров рассчитываемого поперечного сечения по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении (принимается в уравнениях (8) и (9) для случаев наличия в соединении “вал-ступица” сборочных напряжений, способных вызвать “фреттинг-коррозию”), связанные между собой эмпирической зависимостью (10) [3, 4];

$$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = 0,6 \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + 0,4; \quad (10)$$

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – соответственно, коэффициенты влияния шероховатости поверхности рассчитываемого поперечного сечения по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении [3–5];

$K_{v\sigma}$ и $K_{v\tau}$ – соответственно, коэффициенты упрочнения (как, правило – поверхностного) рассчитываемого поперечного сечения по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении [3–5];

$K_{A\sigma}$ и $K_{A\tau}$ – соответственно, коэффициенты упрочнения (как, правило – поверхностного) рассчитываемого поперечного сечения по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении [3–5];

$K_{L\sigma}$ и $K_{L\tau}$ – соответственно, коэффициенты усталостной долговечности, определяемые по формулам (11) и (12), по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении [3–5];

$$K_{L\sigma} = m_{\sigma} \sqrt{\frac{N_{G\sigma}}{N_{\sigma}}} \quad (11)$$

и

$$K_{L\tau} = m_{\tau} \sqrt{\frac{N_{G\tau}}{N_{\tau}}} \quad (12)$$

$N_{G\sigma}$ и $N_{G\tau}$ – соответственно, числа циклов до точки нижнего перелома кривой усталости в логарифмической системе координат, принимаемые с учетом расчета по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении;

N_{σ} и N_{τ} – соответственно, числа циклов до разрушения, соответствующие принятой проектной долговечности, принимаемые с учетом расчета по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении, а также – параметров нагруженности валов, например – циклограммы нагружения или критерия нагруженности K_w (например, с учетом относительного времени работы на передачах при расчете валов коробок передач) [3–6];

m_{σ} и m_{τ} – соответственно, показатели наклона левой ветви кривой усталости рассчитываемого поперечного сечения по нормальным и касательным напряжениям при изгибе и кручении;

Результатом решения неравенства (1) с учетом (2) – (12), получена формула (13) проектного вычисления диаметра вала по критерию сопротивления усталости с учетом наиболее значимых факторов [3–5]:

$$D = \sqrt[6]{\frac{64[S_f]^2}{\pi^2} \left\{ \left[\frac{M_K \left(\frac{K_{\tau D}}{K_{L\tau}} + \psi_{\tau} \right)}{\tau_{-1}} \right]^2 + \left(\frac{4M_u K_{\sigma} D}{K_{L\sigma} \sigma_{-1}} \right)^2 \right\}} \quad (13)$$

Для применения уравнения (13) в расчетной конструкторской практике разработаны соответствующие базы данных по всем входящим характеристикам, параметрам и коэффициентам, алгоритм и программа для вычисления диаметра, что позволит автоматизировать расчет на начальной стадии проектирования и интегрировать разработанный метод в САПР.

Первоначальные значения коэффициентов, входящих в зависимости (7)–(12), определяют по диаметру и другим геометрическим характеристикам концентраторов напряжений проектируемого сечения вала. Расчеты по формулам (10)–(13) справедливы для случаев нагружения валов на изгиб с кручением пропорционально коэффициенту динамичности действующих нагрузок.

Заключение. Обоснован метод проектной расчетной оценки массогабаритных характеристик валов по критерию сопротивления усталости. Для применения уравнений в

расчетной конструкторской практике разработаны соответствующие базы данных по всем входящим характеристикам, параметрам и коэффициентам, алгоритм и программа для вычисления геометрических характеристик валов, что позволяет автоматизировать расчеты на начальной стадии проектирования и интегрировать разработанный метод в САПР, что позволит оптимизировать конструкции валов по усталостной долговечности и массогабаритным характеристикам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда, А. Т., Капуста, П. П., Капуста, П. П.-мл. Постановка задачи конструкторско-технологического обеспечения качества колесных машин на стадиях сборки и цеховых испытаний // Наука – образованию, производству, экономике: Материалы 15-й МНТК (70-й НТК профессорско-преподавательского состава, научных работников, докторантов и аспирантов БНТУ) в 4 томах: т. 3, С. 217.

2. Капуста, П. П., Капуста, П. П.-мл. Разработка метода проектного расчета валов по критериям сопротивления усталости // Наука – образованию, производству, экономике: Материалы 15-й МНТК (70-й НТК профессорско-преподавательского состава, научных работников, докторантов и аспирантов БНТУ) в 4 томах: т. 3, С. 218.

3. ГОСТ25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. – Введ. 01.07.83.–М.: Изд-во стандартов, 1983. – 81 с.

4. Капуста, П. П. Расчеты на сопротивление усталости. – Мн.: Изд. БелНИИТИ, 1989. – 99 с.

5. Капуста, П. П. Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости деталей на стадии проектирования машин. – Мн.: Изд. «Технопринт», 2001. – 97 с.

6. Капуста, П. П. Методика оценки нерегулярной нагруженности деталей и конструкций машин / Вестник машиностроения. – 2005. – № 6. – С. 13–18.

Поступила 22.01.2020

УДК 620.178; УДК 621. 81: 621 – 192; УДК 681.3.06:629.114.2

Капуста П.П.¹, Лебедев О.Н.², Дидух М.П.², Шинкевич В.С.², Грихно А.А.^{1,2}

ПРОЕКТНАЯ ОЦЕНКА КОНСТРУКЦИИ РАМЫ НА СТАДИИ ЭСКИЗНОЙ КОМПАНОВКИ ЧЕТЫРЁХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ-САМОСВЛА

1. Белорусский национальный технический университет,

2. Минский завод колесных тягачей

Минск, Беларусь

На ранних стадиях проектирования грузовых автомобилей необходимо с использованием системного подхода приближенно оценить конструкцию всего изделия и его основных агрегатов и узлов. Важнейшим элементом грузового автомобиля является несущая система, включающая следующие основные агрегаты: рама, мосты, подвеска, колеса и др. Главным агрегатом является рамная конструкция, определяющая ресурс, надежность и техногенную безопасность проектируемого объекта. Решение этих задач рассмотрено на примере проектной оценки конструкции рамы с надрамником на стадии эскизной компоновки четырехосного автомобиля-самосвала. Системный подход к проектной оценке конструкции грузовых автомобилей и их основных агрегатов на ранних стадиях проектирования обеспечивает предварительную реализацию главных функциональных и эксплуатационных требований. На основании комплексного анализа проведенных аналитических и экспериментальных исследований созданы 3D модели ра-

106

мы перспективной конструкции и автомобиля-самосвала в пакете Pro/Engineer, которые использовались для расчетного прогнозирования опасных элементов рамы. Разработаны мероприятия, направленные на повышение несущей способности рамы перспективной конструкции, обеспечивающие ее пробеговой ресурс, отвечающим международным требованиям к данному классу грузовых автомобилей.

Постановка задачи. На ранних стадиях проектирования грузовых автомобилей необходимо с использованием системного подхода приближенно оценить конструкцию всего изделия и его основных агрегатов и узлов. Важнейшим элементом грузового автомобиля является несущая система, включающая следующие основные агрегаты: рама, мосты, подвеска, колеса и др. Главным агрегатом является рамная конструкция, определяющая ресурс, надежность и техногенную безопасность проектируемого объекта [1–5]. Решение этих, во многом традиционных задач, рассмотрено в данной статье на примере проектной оценки конструкции рамы с надрамником на стадии эскизной компоновки четырехосного автомобиля-самосвала.

Методика решения задачи проектного исследования. Системный подход к проектной оценке конструкции грузовых автомобилей и их основных агрегатов на ранних стадиях проектирования, обеспечивающий предварительную реализацию главных функциональных и эксплуатационных требований к данному классу машин [6–12].

Основные результаты, этапы и методы решения задачи исследования и проектной оценки конструкции рамы на стадии эскизной компоновки четырехосного автомобиля-самосвала.

Компоновочные схемы самосвала приведены на рисунках 1 и 2

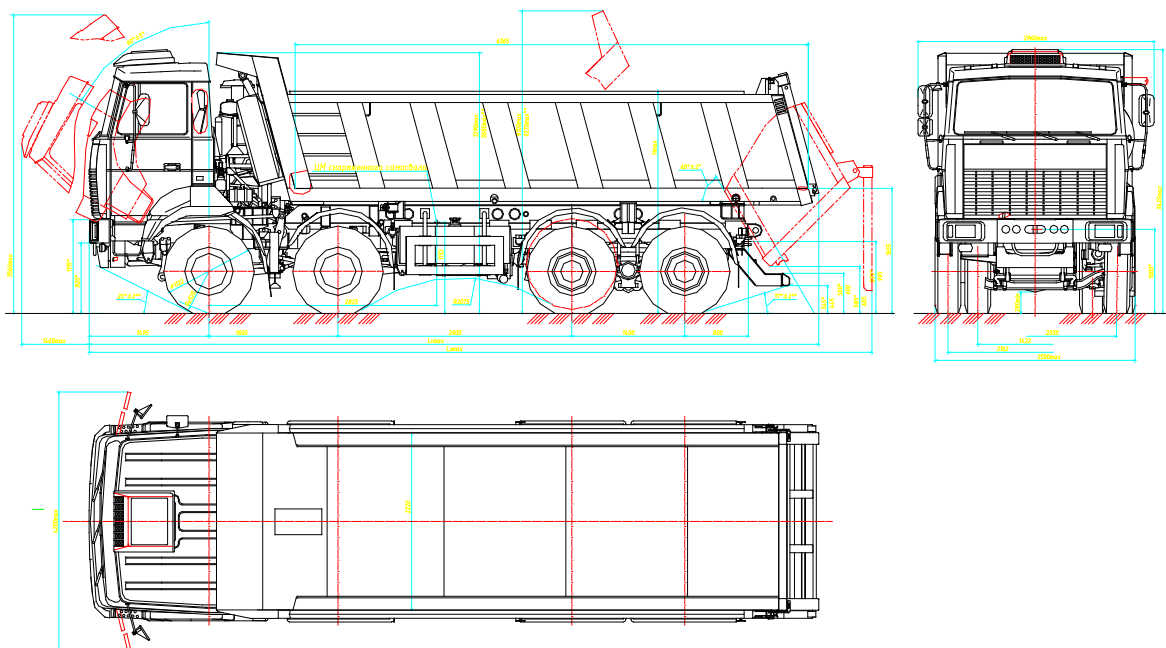


Рис. 1. Компоновочная схема самосвала (внешняя конструкция)

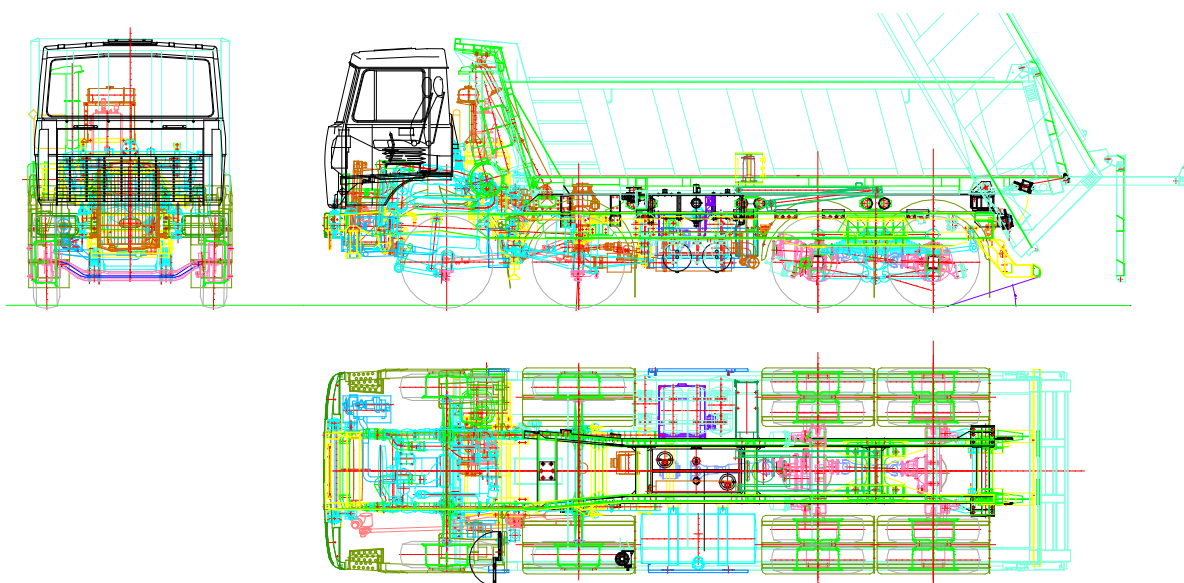


Рис. 2. Компоновочная схема самосвала (внутренняя конструкция)

Проектный аналитический расчет рамы автомобиля-самосвала

Задачи расчета. В настоящем расчете определяются напряжения изгиба, а так же прогибы лонжеронов рамы с надрамником четырехосного самосвала с колесной формулой 8×4. Расчет рамы производится для следующих вариантов нагружения: самосвал опирается на колеса всех осей; самосвал опирается на колеса крайних осей; разгрузка – начальный момент подъема платформы; разгрузка – конечный момент подъема платформы с «залипшим» грузом. Расчет на прочность лонжеронов производится только на изгиб, кручение рамы в расчете не учитывается.

Исходные данные. Массовые параметры элементов автомобиля, а также расстояние центра тяжести каждого элемента от оси первого моста и от опорной поверхности приведены в таблице 1. Подвеска передних осей – рессорная. Приведенная жесткость подвески и шин каждой передней оси $C_{пр1,2} = 572,4$ Н/мм. Подвеска задних осей – рессорно-балансирная. Приведенная жесткость подвески и шин задних осей $C_{пр3+4} = 2151,0$ Н/мм.

Распределение масс некоторых узлов самосвала по длине рамы (рис. 3).

Распределение массы груза. Масса груза $m_{гр} = 25000$ кг. Координата центра тяжести груза относительно оси I моста $x_{гр} = 4050$ мм. Условно масса груза разбивается на 21 участок. Расстояния от центра тяжести каждого из участков до оси первого моста x_i , а также массы каждого участка m_i представлены в таблице 1. При этом выполняется условие:

$$x_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{\sum_{i=1}^n m_i}.$$

Таблица 1 – Расстояния от центра тяжести каждого из участков массы груза до оси первого моста

i	m_i , кг	x_i , мм	i	m_i , кг	x_i , мм	i	m_i , кг	x_i , мм
1	1100	1500	8	1200	3250	15	1200	5000
2	1150	1750	9	1200	3500	16	1200	5250
3	1150	2000	10	1200	3750	17	1200	5500
4	1150	2250	11	1200	4000	18	1200	5750
5	1150	2500	12	1200	4250	19	1200	6000
6	1150	2750	13	1200	4500	20	1200	6250
7	1150	3000	14	1200	4750	21	1400	6500

Распределение массы платформы и груза при разгрузке.

Реакция в месте закрепления опоры цилиндра на раме

$$R_1 = \frac{m_{\text{пл+гр}}(x_2 - x_{\text{пл+гр}})}{x_2 - x_1},$$

где $m_{\text{пл+гр}}$ – суммарная масса платформы с грузом; $x_{\text{пл+гр}}$ – координата расположения центра массы $m_{\text{пл+гр}}$ относительно первой оси; x_1 – координата расположения опоры цилиндра на раме относительно первого моста; x_2 – координата расположения оси поворота платформы на раме относительно первого моста.

Реакция в месте расположения оси поворота платформы на раме $R_2 = m_{\text{пл+гр}} - R_1$.

Распределение массы платформы и груза при разгрузке – начальный момент подъема платформы:

$$x_{\text{пл+гр}} = 4050 \text{ мм}; R_1 = \frac{28100(6535 - 4050)}{6535 - 1242} = 13195 \text{ кг};$$

$$R_2 = 28100 - 13195 = 14905 \text{ кг}.$$

Распределение массы платформы и груза при разгрузке – конечный момент подъема платформы:

$x_{\text{пл+гр}} = 5781$ мм – соответствует углу подъема платформы 60° , при условии, что весь груз находится в платформе,

$$R_1 = \frac{28100(6535 - 5781)}{6535 - 1242} = 4005 \text{ кг}; R_2 = 28100 - 4005 = 24095 \text{ кг}.$$

Распределение массы двигателя ЯМЗ-7511 и КП МЗКТ-65151. Реакция в месте закрепления передней опоры на раме

$$R_1 = \frac{m_{\text{дв+кп}}(x_2 - x_{\text{дв+кп}})}{x_2 - x_1},$$

где $m_{\text{дв+кп}}$ – суммарная масса двигателя ЯМЗ-7511 и КП МЗКТ-65151;

$$m_{\text{дв+кп}} = 1400 + 450 = 1850 \text{ кг};$$

$x_{\text{дв+кп}}$ – координата расположения центра массы $m_{\text{дв+кп}}$ относительно первой оси;

x_1 – координата расположения передней опоры на раме относительно первой оси:

$$x_1 = -624 \text{ мм};$$

x_2 – координата расположения задней опоры на раме относительно первого моста:

$$x_2 = 792 \text{ мм};$$

$$R_1 = \frac{1850(792 - 102)}{492 - (-624)} = 900 \text{ кг}.$$

Реакция в месте закрепления задней опоры на раме: $R_2 = m_{\text{дв+кп}} - R_1$;
 $R_2 = 1850 - 900 = 950 \text{ кг}.$

Распределение массы надрамника. Масса надрамника: $m_n = 650 \text{ кг}$. Координата центра тяжести надрамника относительно оси I моста $x_n = 3835 \text{ мм}$. Условно масса надрамника разбивается на 22 участка. Расстояние от центра тяжести каждого из участков до оси первого моста x_i , а также массы каждого участка m_i представлены в таблице 2. При этом выполняется условие:

$$x_n = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{\sum_{i=1}^n m_i}.$$

Таблица 2 – Расстояния от центра тяжести каждого из участков массы надрамника до оси первого моста

i	m_i , кг	x_i , мм	i	m_i , кг	x_i , мм	i	m_i , кг	x_i , мм
1	50	1275	8	25	3025	15	30	4775
2	30	1525	9	30	3275	16	30	5025
3	30	1775	10	30	3525	17	25	5275
4	25	2025	11	30	3775	18	30	5525
5	25	2275	12	30	4025	19	30	5775
6	30	2525	13	25	4275	20	30	6025
7	30	2775	14	25	4525	21	30	6275
						22	30	6525

Определение геометрических характеристик сечений лонжеронов рамы и надрамника. Положение нейтральной оси сечения, проходящей через центр тяжести сечения относительно заданной оси $x-x$, определяется по формуле:

$$y = \frac{\sum_1^n F_i y_i}{\sum_1^n F_i},$$

где F_i – площадь площадки с индексом i ; y_i – расстояние от центра тяжести площадки с индексом i до оси x - x ; n – число площадок сечения.

Момент инерции сечения относительно нейтральной оси x_c :

$$J_c = \sum_1^n J_{0xi} + \sum_1^n F_i y_{0i}^2,$$

где J_{0xi} – момент инерции площадки относительно собственной центральной оси;

y_{0i} – расстояние от центра тяжести площадки до оси x - c .

Для прямоугольной площадки

$$J_{0xi} = \frac{h_i^3 b_i}{12} \cos^2 \alpha_i + \frac{h_i b_i^3}{12} \sin^2 \alpha_i,$$

где b_i – ширина элементарной площадки; h_i – высота элементарной площадки; α_i – угол наклона i -й площадки (угол между основанием b_i и осью x - x).

Момент сопротивления сечения для верхних и нижних волокон определяется по формуле: $W_b = \frac{J_c}{y_c}$; $W_n = \frac{J_c}{H - y_c}$, где H – высота сечения.

Характеристики сечений эквивалентной балки приведены в таблице 3.

Расчет осевых нагрузок. Реакция на каждую ось: $R_j = -(P_{\Pi j} + m_{nj} g)$, $j = 1.2 \dots n$, n – количество осей самосвала; m_{nj} – непродессоренная масса j -й оси; $P_{\Pi j}$ – продессоренный вес на каждую ось.

Продессоренный вес на каждую ось: $P_{\Pi i} = \frac{P_{\Pi i}}{z_i}$,

Таблица 3 – Характеристики сечений эквивалентной балки

№ сече ния	Расстояние от оси 1 моста X, мм	Момент инерции сечения J_x , см ⁴	Момент сопротив- ления сечения для верхних волокон $W_в$, см ³	Момент сопротив- ления сечения для нижних волокон $W_н$, см ³
1	2	3	4	5
Рама				
1	-1430...-1318	1515,3	159,9	169,9
2	-1318...-1183	1098,6	108,0	119,1
3	-1183...-1050	1622,4	165,8	145,9
	-1050...-955	2216,7	206,7	174,9
4	-955...-838	3221,7	249,4	242,8

1	2	3	4	5
5	-838...-736	2402,9	210,2	204,2
6	-736...0	1653,3	161,8	169,0
7	0...550	5197,1	845,3	230,5
8	550...610	11417,9	596,0	964,2
9	610...710 860...940	11327,0	587,4	966,6
10	710...860	9816,7	472,9	958,7
11	940...1100	13816,8	734,5	1063,8
12	1100...1660	8328,2	518,2	529,5
13	1660...1800 1900...2080	9902,8	752,6	531,2
14	1800...1900	13638,0	1087,5	653,6
15	2080...2585 2885...3195 3480...4265	8419,6	572,5	492,6
16	2585...2885 3195...3480	8231,9	545,2	492,9
17	4265...4845 5550...5805	13086,1	569,6	742,5
18	4845...5100 5300...5550	30164,9	1296,1	1741,0
19	5100...5300	42362,8	1561,4	2210,6
20	5805...6120	10366,4	444,0	601,0
21	6120...6635	6719,7	526,0	353,2
Надрамник				
	950...6635	2786,9	248,8	248,8

где z_i – число осей в i -ой тележке;

$P_{\Pi i}$ – опорные реакции от подрессоренного веса G_{Π} по тележкам
 $P_{\Pi i} = (A_i - B_i l_{iq}) G_{\Pi} + (A_i - B_i l_{iq}) \sum a_i c_i - a_i c_i, i = 1, 2 t,$

где t – число тележек; c_i – приведенная жесткость подвески и шин i -ой тележки;

l_{iq} – расстояние от центра тяжести подрессоренного веса до i -ой тележки;

a_i – свободный ход подвески i -ой тележки (величина характеризующая запаздывание включения в работу подвески i -ой тележки относительно 1-ой оси);

$P_{\Pi i(a=const=0)} = (A_i - B_i l_{iq}) G_{\Pi}$ – осевая реакция, возникающая от подрессоренного веса G_{Π} при одинаковой установке колес (т.е. подвеска колес всех тележек одновременно включается в работу) $a_1 = a_2 = \dots = a_n = 0$;

$P_{\Pi i(a \neq const)} = (A_i - B_i l_{iq}) \sum a_i c_i - a_i c_i$ – определяет дополнительную осевую реакцию, возникающую вследствие неодинаковой установки колес

$A_i = c_i \frac{E - D l_i}{CE - D^2}$, где l_i – расстояние между 1-ой осью и i -ой тележкой

$$B_i = c_i \frac{D - Cl_{1i}}{CE - D^2}; C = \sum_1^n c_i; D = \sum_1^n c_i l_{1i}; E = \sum_1^n c_i l_{1i}^2; l_{1c} = \frac{\sum_1^n a_i c_i l_{1i}}{\sum_1^n a_i c_i}.$$

Для проверки: $\sum P_i = G_{II}$

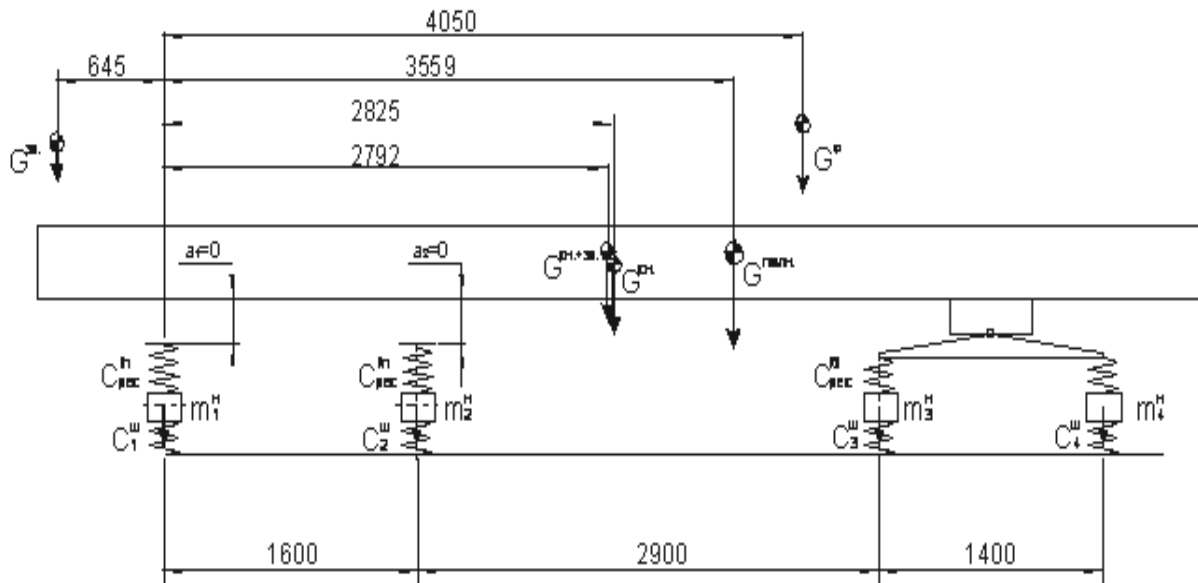


Рис.3. Расчетная схема к определению осевых нагрузок автомобиля-самосвала

Расчет напряжений изгиба и коэффициентов запаса в лонжеронах рамы

Расчет напряжений изгиба производится в следующем порядке: определяются опорные реакции и изгибающие моменты в сечениях лонжеронов.

Изгибающий момент M_{II} в сечении действия силы P_i определяется по формуле:

$$M_{II} = M_{II(i-1)} + Q_{i-1} \Delta l_{i-1},$$

где $M_{II(i-1)}$ – изгибающий момент в сечении действия силы P_{i-1} ;

Q_{i-1} – перерезывающая сила в сечении действия силы P_{i-1}

$$Q_{i-1} = \sum_{k=1}^{i-1} P_k + \sum_{k=1}^{i-1} R_k,$$

Δl – расстояние между линиями действия сил P_{i-1} и P_i , $\Delta l_{i-1} = |l_i - l_{i-1}|$,

где l_i – координата силы или опорной реакции.

При расчете прочности рамы в районе расположения надрамника принимается, что лонжероны рамы и надрамника работают совместно и изгибная их деформация в каждой точке по длине рамы одинаковая (благодаря наличию связи между рамой и надрамником). Изгибающие моменты распределяются на лонжероны рамы и надрамника пропорционально их изгибным жесткостям и равны:

$$M_P = M_{II} \frac{J_P}{J_P + J_H}, \quad M_H = M_{II} \frac{J_H}{J_P + J_H},$$

где M_P и M_H – изгибающие моменты в лонжеронах рамы и надрамника;

J_P и J_H – моменты инерции сечений лонжеронов рамы и надрамника.

Определяются напряжения изгиба по формуле:

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W},$$

где W – момент сопротивления сечения изгибу.

За положительное направление изгибающего момента принято такое, при котором нижние волокна растягиваются. Напряжения изгиба в лонжеронах рамы и надрамника определяются с учетом указанного выше распределения изгибающих моментов. Коэффициент запаса по отношению к пределу текучести материала рамы определяется из выражения

$$\eta_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_u},$$

где σ_T – предел текучести материала лонжерона рамы, материал 09Г2С.

Напряжения в лонжеронах рамы и деформации лонжеронов для всех вариантов нагружения определены при действии статических нагрузок (рис. 4–7).

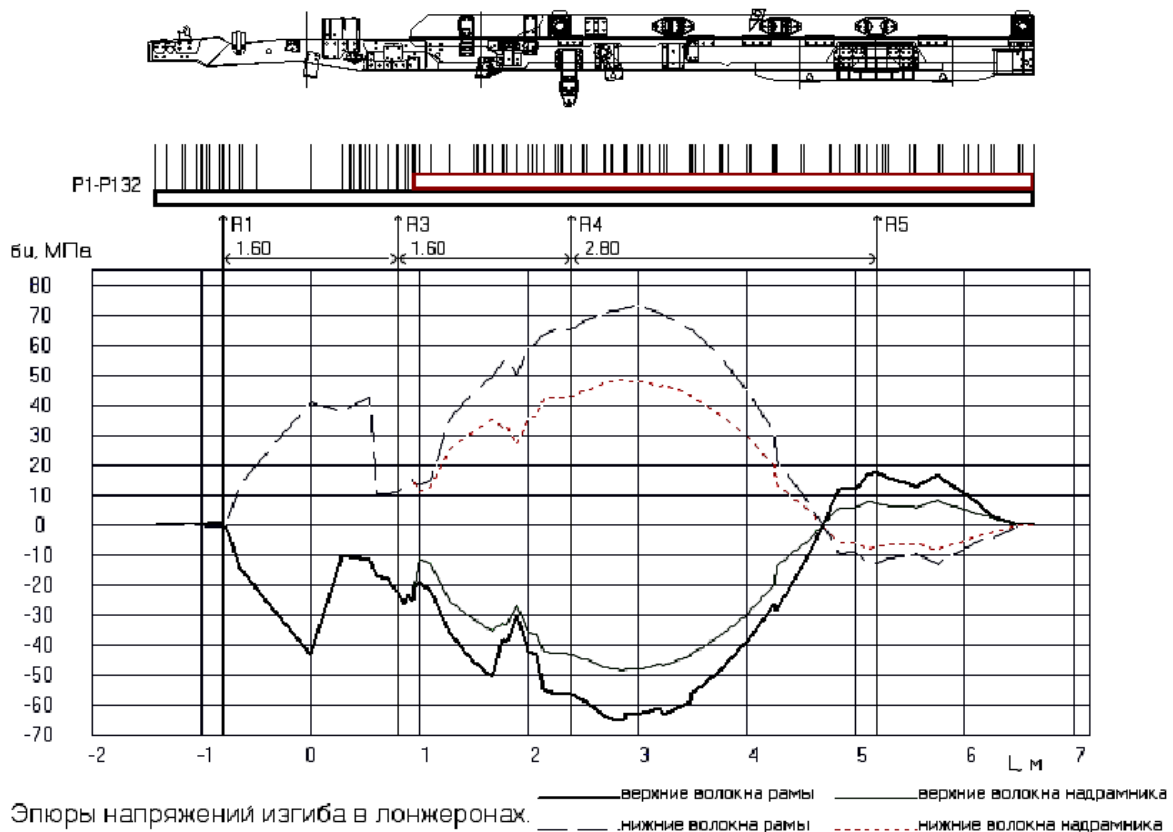


Рис. 4. Эпюры напряжений изгиба в лонжеронах рамы самосвала при опоре на колеса всех осей

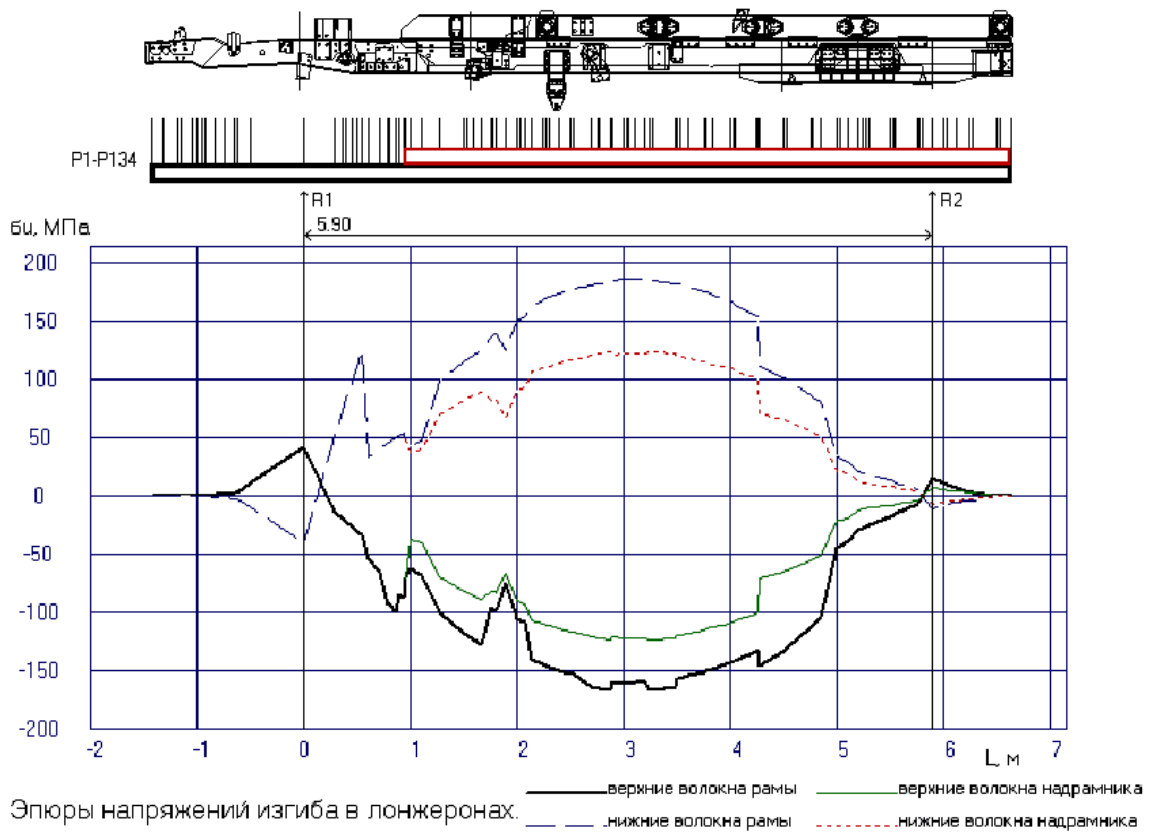


Рис. 5. Эпюры напряжений изгиба в лонжеронах рамы самосвала при опоре на колеса первой и четвертой осей

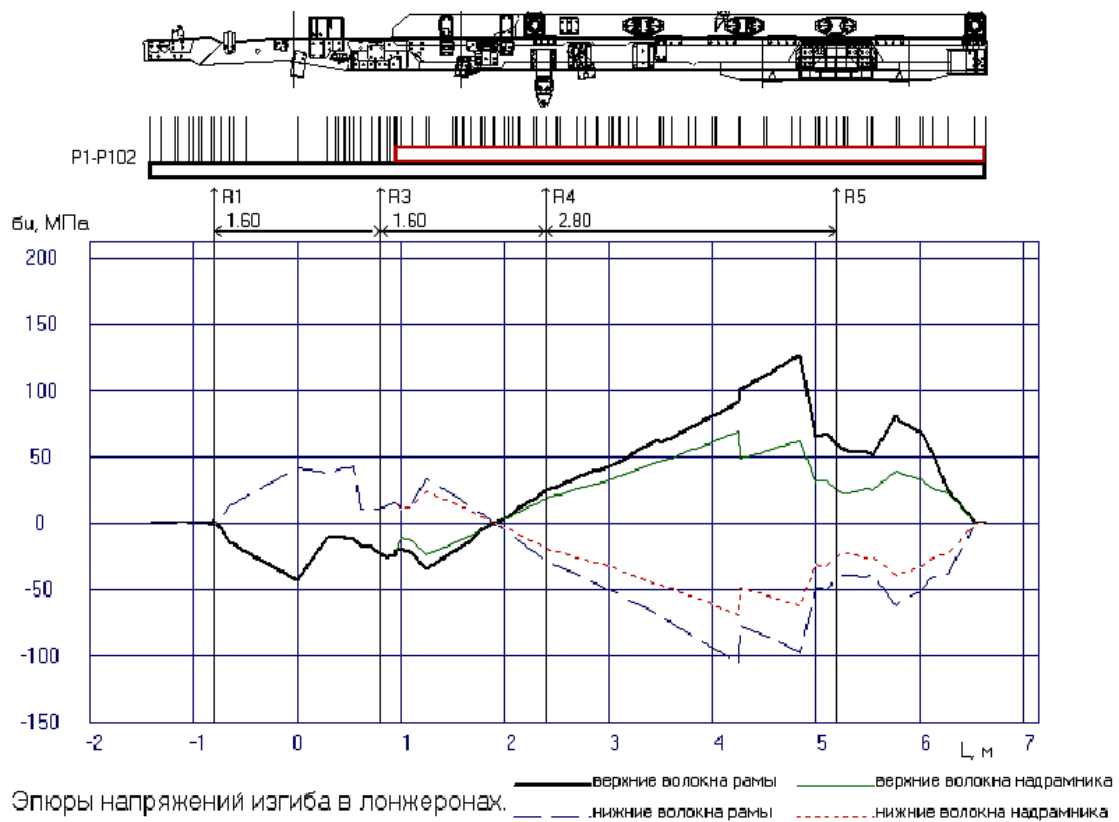


Рис. 6. Эпюры напряжений изгиба в лонжеронах рамы самосвала при опоре на колеса всех осей, разгрузка – начальный момент подъема платформы

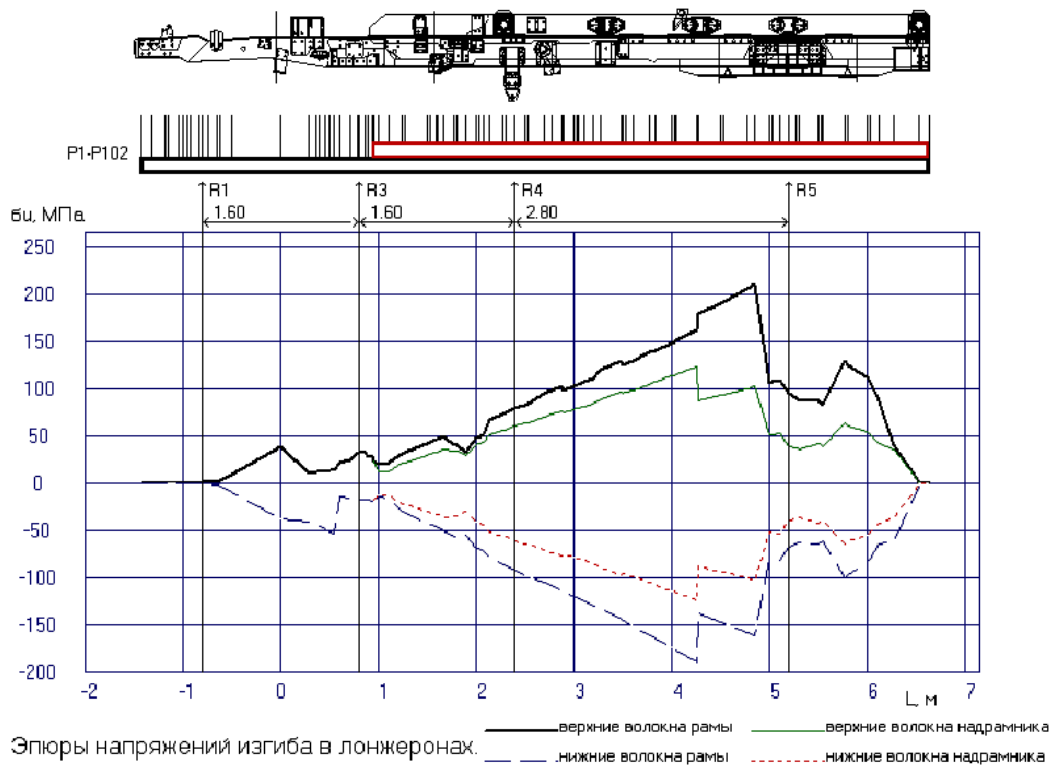


Рис. 7. Эпюры напряжений изгиба в лонжеронах рамы самосвала при опоре на колеса всех осей, разгрузка – конечный момент подъема платформы

Определение прогибов рамы. Рама представляет собой балку переменного сечения. При определении прогибов раму автомобиля МЗКТ-65151 заменяем балкой ступенчатого сечения, состоящую из 29 участков (см. таблицу 3). Для определения прогибов ступенчатую балку преобразуем в эквивалентную балку постоянного сечения с моментом $J_{16} = 8419.6 \text{ см}^4$.

Порядок определения прогибов (рис. 8–9):

Определяют коэффициенты приведения для каждого участка балки $K_l = \frac{J_{16}}{J_l}$;

Умножают все силы, приложенные на l -м участке на соответствующий коэффициент приведения $K_l P_l' = P_l K_l$. В местах сопряжения участков прикладываем разности ΔQ_l и ΔM_l

$$\Delta Q_l = (K_{l+1} - K_l) Q_l \text{ и } \Delta M_l = (K_{l+1} - K_l) M_l,$$

где ΔQ_l – перерезывающая сила в месте сопряжения l и $(l+1)$ участков,

ΔM_l – изгибающий момент в месте сопряжения l и $(l+1)$ участков.

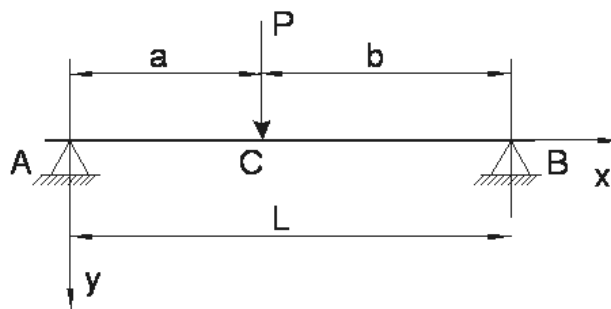


Рис. 8. К определению прогибов от сосредоточенных сил между опорами

Строят эквивалентную балку, для которой определяем прогиб.

Прогибы определяются от каждой силы в отдельности по приведенным ниже формулам:

От точки А до точки С ($0 \leq x \leq a$)

$$y = \frac{P_l b x}{6EJ_{16}L} (L^2 - b^2 - x^2),$$

где E – модуль продольной упругости

$$E \approx 2 \cdot 10^4 \text{ кг/см}^2 \approx 19,6 \text{ МПа}$$

От точки С до точки В ($a \leq x \leq L$)

$$y = \frac{P_l a (l - x)}{6EJ_{16}L} [L^2 - b^2 - (L - x)^2].$$

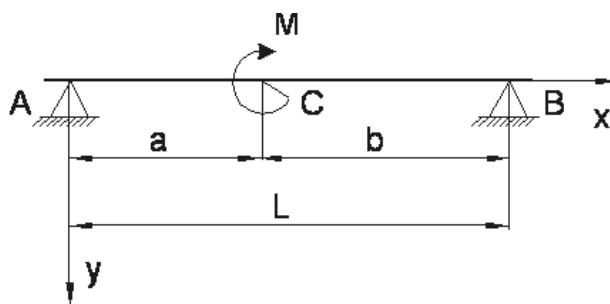


Рис. 9. К определению прогибов от моментов между опорами

От точки А до точки С ($0 \leq x \leq a$)

$$y = \frac{P_l a (l - x)}{6EJ_{16}L} [x^3 - (6aL - 3a^2 - 2L^2)x].$$

От точки С до точки В ($a \leq x \leq L$)

$$y = \frac{P_l b x}{6EJ_{16}L} [(L - x)^3 - (6bL - 3b^2 - 2L^2)(6bL - 3b^2 - 2L^2)].$$

Определение прогибов рамы с учетом надрамника.

Прогибы рамы определяют в точках с координатами $x_1 = -1400$ мм; $x_2 = 2900$ мм; $x_3 = 2910$ мм; $x_4 = 6600$ мм; $x_5 = 2930$ мм; $x_6 = 6600$ мм от 1-й оси. Расчет прогибов производится для случая опоры на колеса 1-й и 4-й осей.

С учетом жесткости надрамника, моменты инерции сечений эквивалентной балки переменного сечения после координаты $x = 950$ мм составят: $J_l' = J_l + J_{надр}$.

Для сечения № 16 после координаты $x = 950$ мм момент инерции составного сечения составит

балку преобразуем в эквивалентную балку постоянного сечения с моментом $J_{16} = 8419,6 + 2786,5 \text{ см}^4$.

При помощи программы МЗКТ для расчета деформаций (прогибов) получим, что максимальная суммарная деформация равна 32,076 мм на расстоянии 2910 мм от первой оси.

С учетом количества лонжеронов балку преобразуем в эквивалентную балку постоянного сечения с моментом $n_l = 2 \text{ см}^4$. деформация рамы по координате $x = 2910$ мм при опоре на колеса 1-й и 4-й осей составит:

$$y = \frac{y'}{n_l}, y = \frac{32}{2} = 16,0 \text{ мм.}$$

Результаты аналитического расчета. Максимальные напряжения изгиба и соответствующие коэффициенты запаса прочности составили для разных вариантов нагружения по координатам:

– при опоре на колеса всех осей:

для $x = 2885$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 65,3$ МПа ($\eta = 4,95$);

для $x = 3000$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 73,2$ МПа ($\eta = 4,42$);

– при опоре на колеса первой и четвертой осей:

для $x = 2885$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 166,3$ МПа ($\eta = 1,94$);

для $x = 3250$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 166,5$ МПа ($\eta = 1,94$);

для $x = 3000 \dots 3100$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 186,5$ МПа ($\eta = 1,73$);;

– при опоре на колеса всех осей, разгрузка – начальный момент подъема платформы

для $x = 4265$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 105,9$ МПа ($\eta = 3,05$);

для $x = 4845$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 126,5$ МПа ($\eta = 2,55$);

– при опоре на колеса всех осей, разгрузка – конечный момент подъема платформы

для $x = 4265$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 188,3$ МПа ($\eta = 1,72$);

для $x = 4845$ мм от 1-й оси: $\sigma_H^B = 210,3$ МПа ($\eta = 1,54$);

Значение деформации (прогиба) рамы с учетом надрамника по координате $x = 4845$ мм $x = 2910$ мм от 1-й оси составило: $y = 16,0$ мм.

Создание и идеализация расчетной 3D-модели.

В ходе выполнения работы была создана 3D-модель рамы автомобиля-самосвала (рис. 10) в MCAD пакете Pro/Engineer.

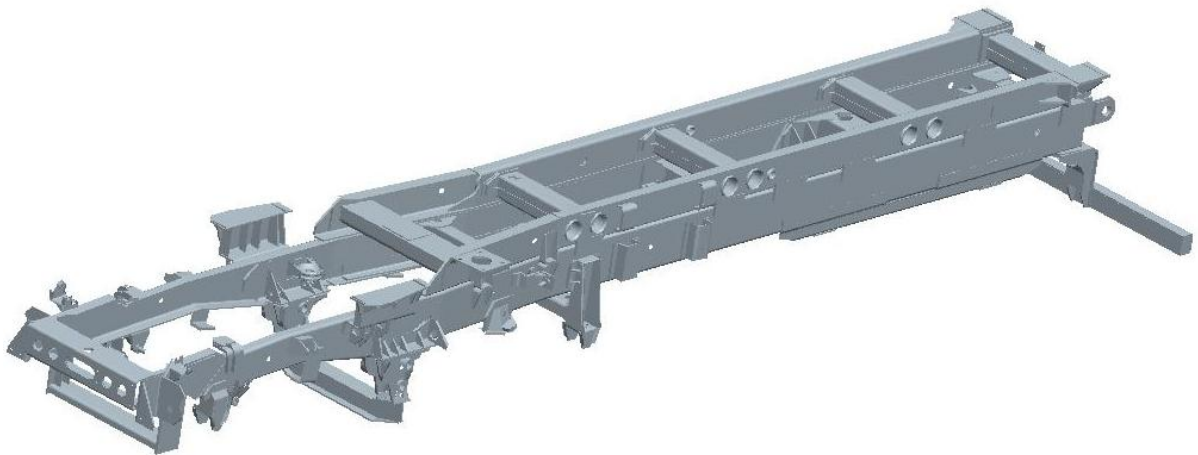


Рис. 10. 3D-модель рамы с надрамником автомобиля самосвала

Далее в связи со сложностью данной модели и непригодности её для расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) создана упрощенная расчетная модель. После чего была проведена оптимизация модели с целью уменьшения количества конечных элементов. Создана расчетная модель надрамника, после чего рама и надрамник были собраны вместе и к ним были добавлены необходимые для расчета кронштейны.

Идеализация модели: идеализации – набор инструментов для упрощения проекта, ускоряющие конечно-элементный анализ (идеализации оболочки). Pro/MECHANICA спаривает поверхности для оболочечной идеализации, затем сжимает их в среднюю поверхность, на которой устанавливаются оболочечные элементы. Оболочечные элементы являются трехмерными, наподобие поверхностных, элементами, используемыми для представления конструктивных элементов, которые являются тонкими по сравнению с длиной и шириной детали.

Моделирование соединений.

Болтовые соединения. В реальной конструкции рамы многие кронштейны к раме крепятся при помощи болтовых соединений и сварки. При создании расчетной модели было создано 58 болтовых соединений.

Сварные соединения. При помощи опции Weld для данной модели было создано 76 сварных соединений.

Задание материала. Для задания материала воспользуемся опцией Materials. Эта опция позволяет назначать для модели свойства материала, добавить новые свойства материала к модели и редактировать имеющиеся.

Создание конечно-элементной сетки. Для создания сетки конечных элементов воспользуемся опцией AutoGEM. В окне выбора типа элементов выбираем All with Properties, это связано с тем, что разработанная 3D модель состоит из оболочек и объемных элементов. В нашем случае было создано 21602 объемных элементов и 17002 плоских элементов (Рисунок 11).

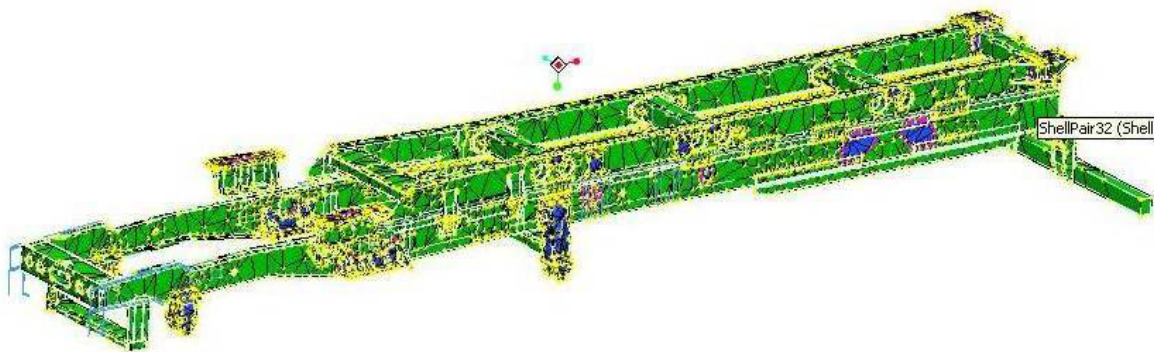


Рис. 11. Конечно элементарная сетка 3D-модели рамы в сборе с надрамником

Задание закреплений и нагрузок действующих на раму. Согласно таблице 4 массовых параметров самосвала МЗКТ с колесной формулой 8x4 определены нагрузки действующие на раму автомобиля-самосвала. В диалоговом окне Force/Moment нагрузки определены относительно WCS в Coordinate System.

Учет масс рамы и надрамника. Вследствие того, что при задании материала и его свойств задается плотность материала, то учесть массы рамы и надрамника мы можем путем приложения силы тяжести. Для этого из меню выбираем Insert>Gravity Load. В открывшемся диалоговом окне Gravity Load относительно глобальной системы координат WCG указываем ускорение свободного падения вдоль оси Y и нажимаем ОК для подтверждения.

Закрепления в случаях поднятия платформы на 60 °, с залипшим грузом и транспортного положения (рис. 12 и 13):

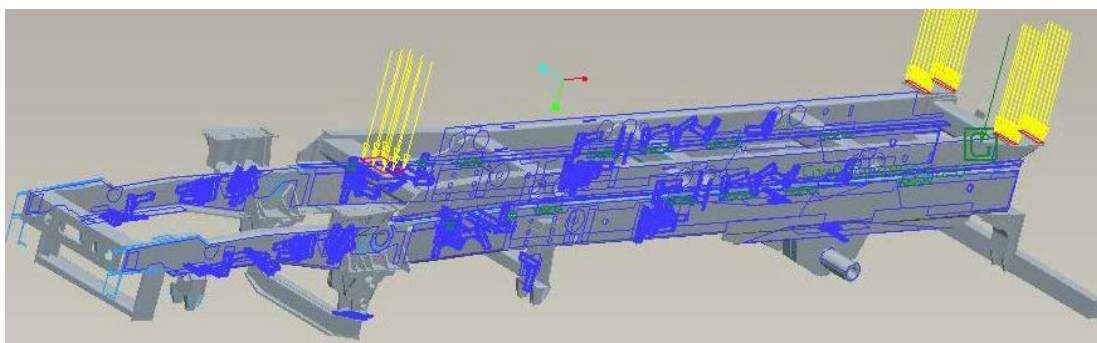


Рис.12. Схема задания нагрузки для случая поднятия платформы на 60 ° с залипшим грузом

Таблица 4 – Массовые параметры самосвала

№	Наименование узлов автомобиля	Масса, кг	Расстояние от оси 1 моста X, мм	Расстояние от грунта Y, мм	Расстояние от продольной оси автомобиля Z, мм
1	2	3	4	5	6
1	Двигатель 7511.10	1400	-170	1170	0
2	Радиатор системы охлаждения	95	-1000	1180	15
3	Расширительный бачок	20	360	2560	250
4	Охладитель наддувочного воздуха	20	-1145	1200	0
5	Кабина с установкой	715	-645	2260	0

1	2	3	4	5	6
6	Бак ГУР	70	450	2080	280
7	КП МЗКТ-65151	450	950	920	0
8	Рулевое управление	200	285	709	-400
9	Воздухофильтр и заборник	100	400	900	800
10	Аккумуляторы	250	2900	1000	700
11	Тормозная система	70	2900	1000	700
12	Рама в сборе	1430	2700	950	0
13	Топливный бак	400	3050	850	-780
14	ПЖД	35	-925	875	775
15	Неучтенные массы, ЗИП	520	5200	800	750
16	Платформа прямая 16 м ³	3100	4050	2000	0
17	Система выпуска	70	2140	755	0
18	Цилиндр подъема платформы	300	900	2130	0
19	Насосная станция	200	2300	650	200
20	Надрамник	650	3835	1220	-7
21	Бак масляный	200	3600	1220	0
22	Запасное колесо	200	605	2170	-670
23	Экипаж	150	-645	2150	0
24	Груз в платформе	25000	4050	2000	0
25	Снаряженная масса	16120	2843	1133	16
26	Снаряженная масса + экипаж	16270	2810	1142	16
27	Поддресоренная масса автомобиля (пол. массой)	36650	3547	1805	7
28	Автомобиль с экипажем, без платформы и груза	13170	2519	941	19
29	Полная масса	41270	3561	1662	6

Закрепление первой оси. Для создания закрепления в Pro/Mechanica из меню выбираем Insert >. Закрепления будем проводить с учетом того что подвеска передних осей – рессорная, задних осей – рессорно-балансирная. Поэтому для двух передних осей закрепление будет производиться в местах крепления рессор к раме, а закрепления задних осей на балансире. Для каждого закрепления будут продемонстрированы диалоговое окно Constraint в котором указан тип закрепления и будут показаны площадки по которым происходит закрепление.

Закрепление второй оси, третьей и четвертой осей выполняются аналогично.

Закрепление рамы для случая диагональной вывески (рис. 14). В данном расчетном положении самосвал наезжает на препятствие двумя передними правыми и двумя задними левыми колесами (Диалоговое окно Constraint).

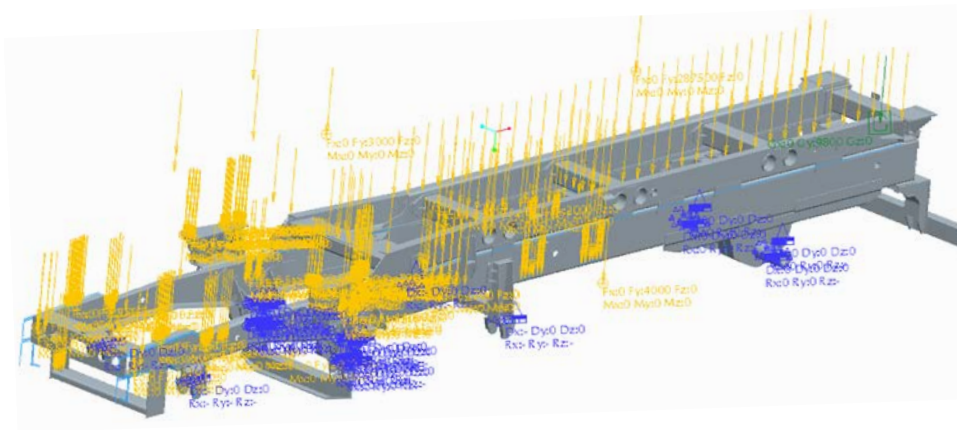


Рис. 13. Общий вид закрепления и нагружения рамы для транспортного положения

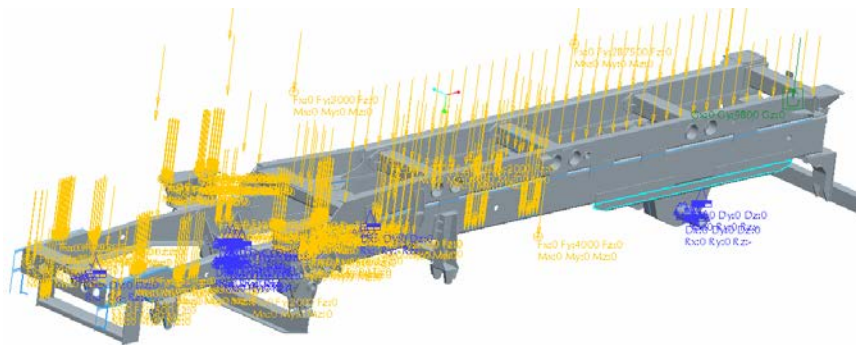


Рис. 14. Общий вид закрепления и нагружения рамы для диагональной вывески

1.6 Результаты расчета рамы с использованием метода конечных элементов.
Транспортное положение. Распределение эквивалентных напряжений (максимальные напряжения – 79,6 МПа). Деформации (максимальное перемещение – 1,2 мм).
Диагональная вывеска (рис. 15 и 16):

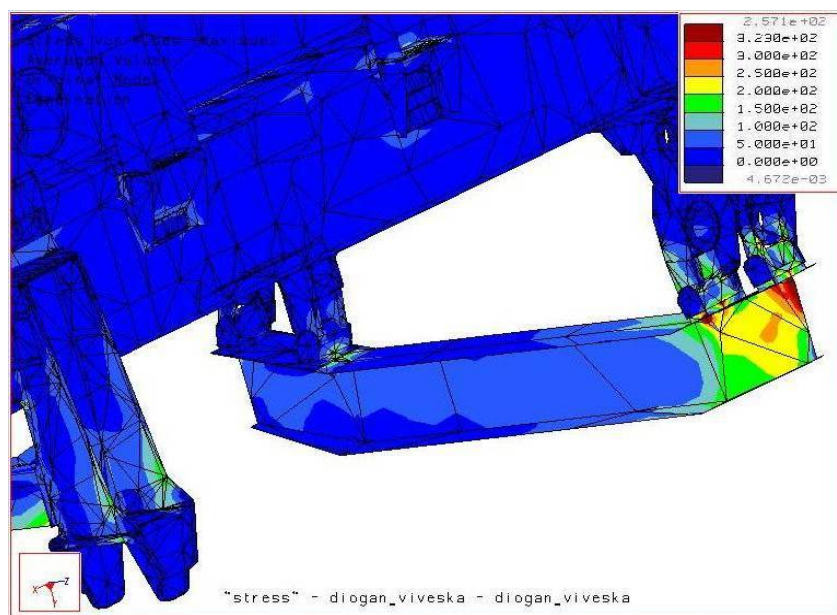


Рис. 15. Распределение эквивалентных напряжений для диагональной вывески (максимальные напряжения – 257,1 МПа)

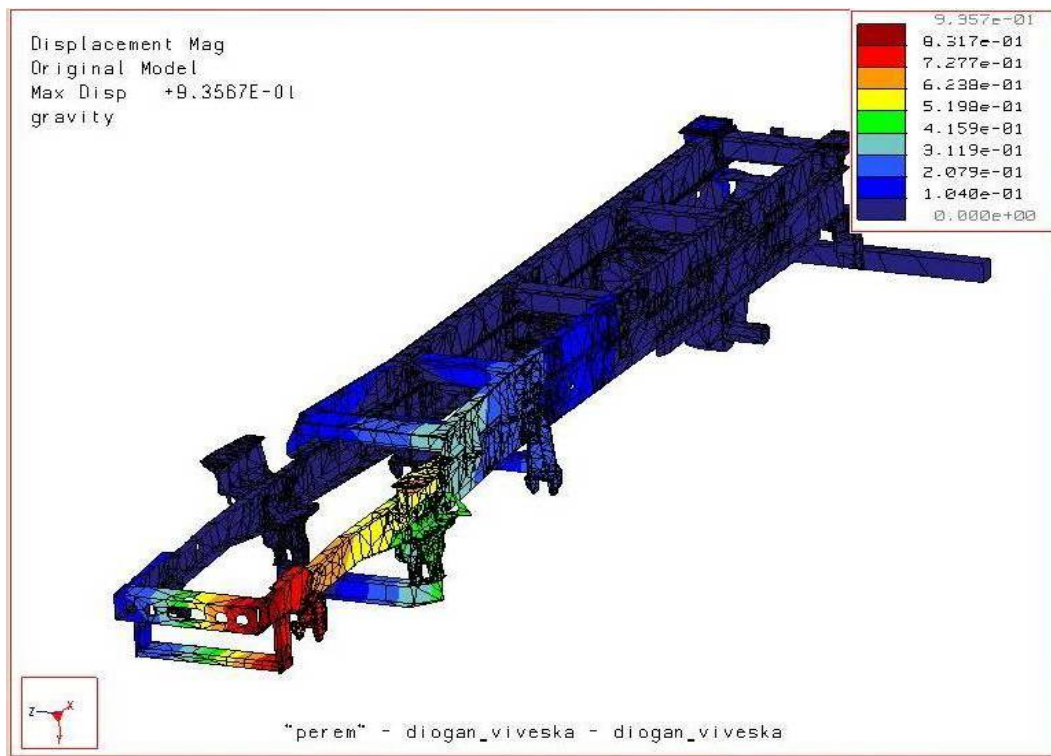


Рис. 16. Деформации (максимальное перемещение – 0,99 мм)

Конечный момент подъема платформы (рис. 17):

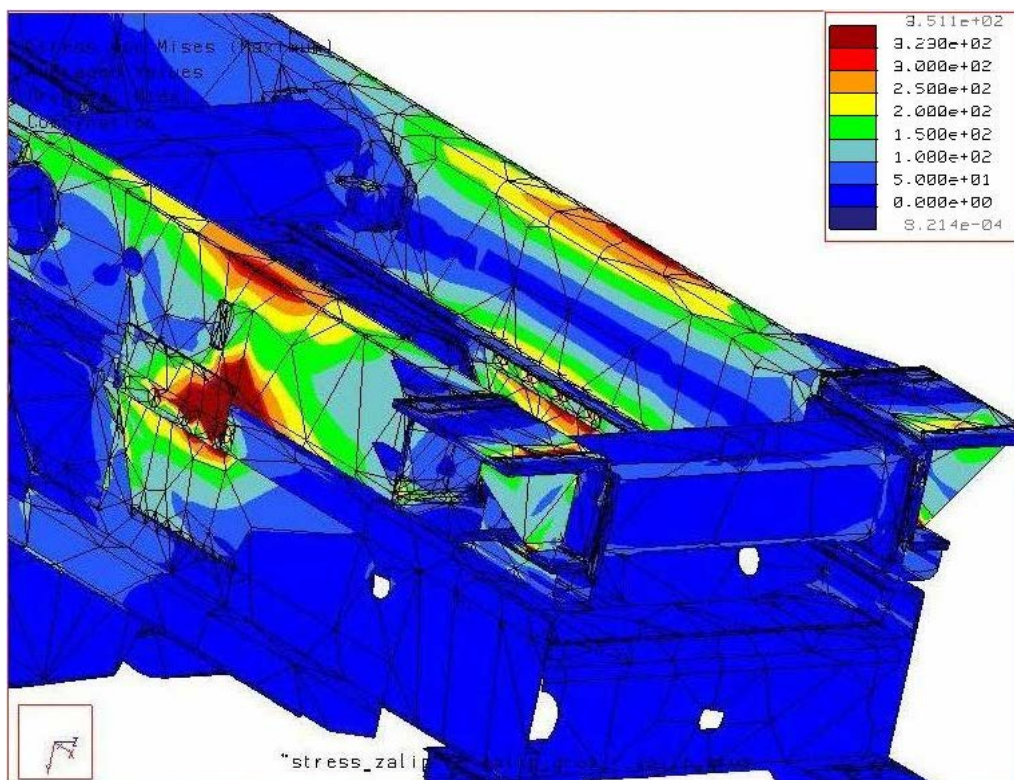


Рис. 17. Зона максимальных напряжений

Условия эксплуатационных испытаний самосвалов МЗКТ по дорогам с гравийным покрытием низкого качества (покрытие – щебень с размером фракции в среднем до 200 мм (Республика Казахстан) приведены на рис. 18.



Рис. 18. Условия эксплуатационных испытаний самосвалов МЗКТ

На основании комплексного анализа проведенных аналитических и экспериментальных исследований создана 3D модель автомобиля-самосвала (рис. 19) в модуле MCAD в пакете Pro/Engineer, которая использовалась для расчетного прогнозирования опасных элементов рамы.



Рис. 19. 3D-модель автомобиля-самосвала

В результате расчетно-экспериментального анализа полученных результатов разработаны конструктивные мероприятия (рис. 20–23), направленные на повышение несущей способности рамы, обеспечивающие ее пробеговой ресурс, отвечающим международным требованиям к данному классу грузовых автомобилей.

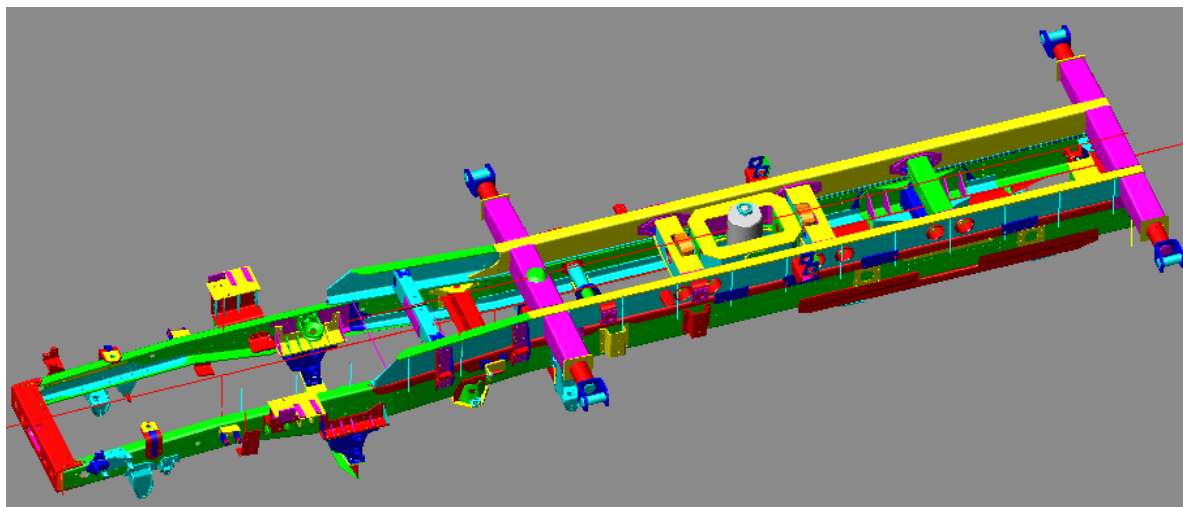


Рис. 20. Вид сверху на раму

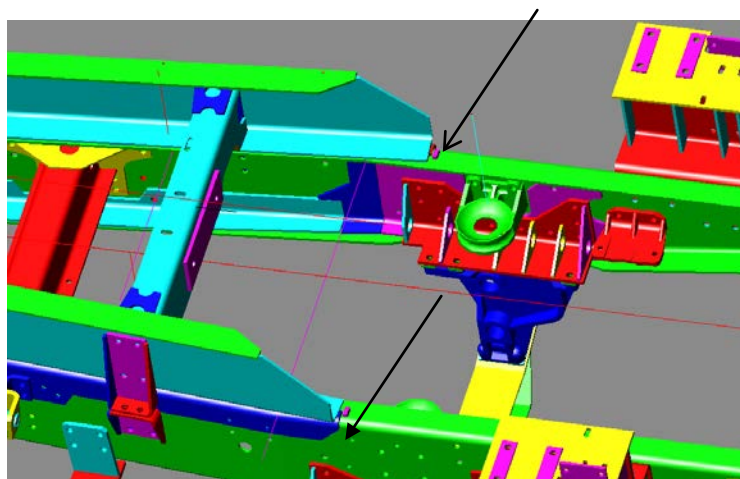


Рис. 21. Положение «датчиков» для анализа НДС и ресурса на верхней полке лонжерона возле надрамника (указано стрелками)

В модели (рис. 22) место крепления кронштейна рессор между осями первого и второго мостов показано с усилением (синего цвета вставка). Выполнен расчет, как со вставкой, так и без нее. Данный усилитель в раме-прототипе отсутствует.

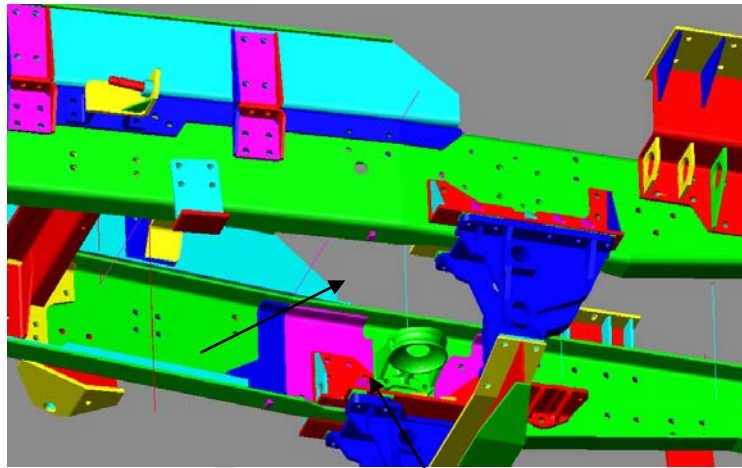


Рис. 22. Положение «датчиков» для анализа НДС и ресурса на нижней полке лонжерона в местах крепления кронштейна рессор между осями первого и второго мостов (указано стрелками)

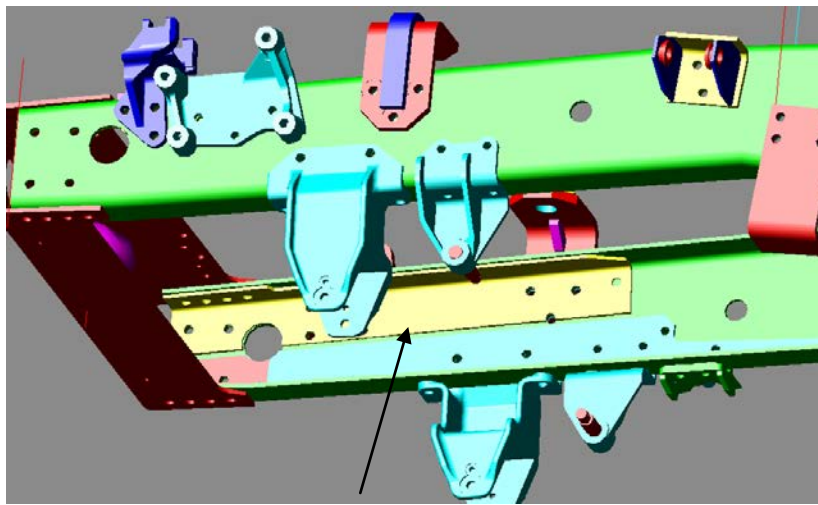


Рис. 23. По сравнению с рамой старой конструкции, в передней части рамы перспективной конструкции введены усилители (указано стрелкой).

Основные результаты и выводы.

На ранних стадиях проектирования грузовых автомобилей необходимо с использованием системного подхода приближенно оценить конструкцию всего изделия и его основных агрегатов и узлов. Важнейшим элементом грузового автомобиля является несущая система, включающая следующие основные агрегаты: рама, мосты, подвеска, колеса и др. Главным агрегатом является рамная конструкция, определяющая ресурс, надежность и техногенную безопасность проектируемого объекта. Решение этих, во многом традиционных задач, рассмотрено в данной статье на примере проектной оценки конструкции рамы с надрамником на стадии эскизной компоновки четырехосного автомобиля-самосвала. Системный подход к проектной оценке конструкции грузовых автомобилей и их основных агрегатов на ранних стадиях проектирования обеспечивает предварительную реализацию главных функциональных и эксплуатационных требований к данному классу машин. На основании комплексного анализа проведенных аналитических и экспериментальных исследований созданы 3D модели рамы перспективной конструкции и автомобиля-самосвала в пакете Pro/Engineer, которые использовались для расчетного прогнозирования опасных элементов рамы. На основании расчетно-экспериментального анализа полученных результатов, разработаны мероприятия, на-

правленные на повышение несущей способности рамы перспективной конструкции, обеспечивающие ее пробеговый ресурс, отвечающим международным требованиям к данному классу грузовых автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобили-самосвалы / В. Н. Белокуров, О. В. Гладков, А.А. Захаров, А.С. Мелик-Саркисянц; под общей редакцией А. С. Мелик-Саркисянца. – М.: Машиностроение. – 1987. – 216 с.
2. Барре, Р. П., Форбес, Р.Т., Андрию, С. Измерение и анализ дорожной поверхности // Отчет Майра. – 1970/5.
3. Высоцкий, М. С. и др. Грузовые автомобили: Проектирование и основы конструирования / М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес, С. Г. Херсонский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.
4. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин / Б. Д. Проскуряров – Л.: машиностроение, 1972.– 232 с.
5. Динамика системы: дорога-шина-автомобиль-водитель / Под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение. – 1978.
6. Капуста П. П. Компьютерный полигон для оценки нагруженности конструкций АТС / Автомобильная промышленность. – 2006. – № 1. – С. 34–36.
7. Капуста, П. П. Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС // Автомобильная промышленность. –2001. – № 11. – С. 15–18.
8. Капуста, П. П. Принципы ресурсного проектирования несущих систем и деталей машин // Вестник машиностроения. – 2005. -№7. – С. 13–16.;
9. Капуста, П. П. Ресурсное проектирование несущих деталей АТС // Автомобильная промышленность. – 2000. – №2. – С. 59–61.
10. Капуста П. П., Рыбаков Д. В., Мальев Д. В. Компьютерное моделирование дорожных условий // В сб. Материалы МНТК «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии», Могилев, 22–23 апреля 2004 г., В 3-х частях: часть 2., С. 44–45.
11. Капуста, П. П., Слабко, И. А., Вихренко Д. В. Комплексный метод отработки конструкции рамы седельного тягача / Автомобильная промышленность. – 2005. – № 1. – С. 27–30.
12. Капуста, П. П. Принципы обеспечения надежности и ресурсного проектирования несущих систем мобильных машин / Грузовик. – 2013, № 3. – С. 24–31.

Поступила 26.01.2020

МЕХАНИКА ДЕФОРМИРУЕМОГО ТВЁРДОГО ТЕЛА

УДК 539.375

Василевич Ю.В.¹, Остриков О.М.²

ВЫПОЛНЕНИЕ УСЛОВИЯ РАВНОВЕСИЯ ТВЕРДОГО ТЕЛА С НЕТОНКИМ ОСТАТОЧНЫМ КЛИНОВИДНЫМ ДВОЙНИКОМ В СЛУЧАЕ ПЛОСКОДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ

1. *Белорусский национальный технический университет*

Минск, Беларусь

2. *Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого*

Гомель, Беларусь

Проведена проверка выполнения условия равновесия твердого тела с механическим остаточным двойником в случае плоскодеформированного состояния и непрерывного распределения двойникоующих дислокаций на двойниковых границах. Установлено выполнение этого условия. Результат объясняется тем, что в рамках приближенной теории упругости каждая двойникоующая дислокация создает равновесное поле напряжений.

Введение. Механическое двойникование является одним из основных каналов пластической деформации твердых тел. В настоящее время накоплены обширные результаты по экспериментальному исследованию данного явления [1–3]. Ведется развитие теории двойникования [4, 5].

Особый интерес представляет рассмотрение деформационного двойникования с позиций механики деформированного твердого тела. Это открывает перспективы в решении прикладных задач по прогнозированию зарождения разрушения в двойникоующихся материалах, что позволит повысить точность прогнозирования ресурса данного класса материалов.

Целью данной работы стала проверка выполнения условия равновесия твердого тела с остаточным клиновидным двойником в случае плоскодеформированного состояния.

Постановка задачи. Для плоского деформированного состояния твердого тела при отсутствии объемных сил справедливы условия [6]

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} = 0 \\ \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Напряжения клиновидного двойника в рамках теории упругости могут быть определены с использованием принципа суперпозиции [4]

$$\sigma_{ij}(x, y) = \sigma_{ij}^{(1)}(x, y) + \sigma_{ij}^{(2)}(x, y). \quad (2)$$

Здесь $\sigma_{ij}^{(1)}(x, y)$ и $\sigma_{ij}^{(2)}(x, y)$ – напряжения, создаваемые соответственно первой и второй границей двойника; $\sigma_{ij}(x, y)$ – результирующие напряжения; i и j принимают значения x или y .

Согласно разработанному в [4, 5] методу расчета напряжений у нетонкого клиновидного двойника, в (2) будем иметь

$$\sigma_{ij}^{(1)}(x, y) = \int_0^L \sqrt{1 + (f_1'(x_0))^2} \rho_1(x_0) \sigma_{ij}^{(1,0)}(x, y, x_0) dx_0; \quad (3)$$

$$\sigma_{ij}^{(2)}(x, y) = \int_0^L \sqrt{1 + (f_2'(x_0))^2} \rho_2(x_0) \sigma_{ij}^{(2,0)}(x, y, x_0) dx_0, \quad (4)$$

где $f_1(x_0)$ и $f_2(x_0)$ – функции, описывающие форму границ двойника; $\rho_1(x_0)$ и $\rho_2(x_0)$ – плотности двойникующих дислокаций на двойниковых границах; L – длина двойника; x_0 – параметр интегрирования.

В (3) и (4), как и в [4],

$$\sigma_{xx}^{(1,0)}(x, y, x_0) = -\frac{\mu b_{кр}}{2\pi(1-\nu)} \frac{(y - f_1(x_0))[3(x - x_0)^2 + (y - f_1(x_0))^2]}{[(x - x_0)^2 + (y - f_1(x_0))^2]^2},$$

$$\sigma_{yy}^{(1,0)}(x, y, x_0) = \frac{\mu b_{кр}}{2\pi(1-\nu)} \frac{(y - f_1(x_0))[(x - x_0)^2 - (y - f_1(x_0))^2]}{[(x - x_0)^2 + (y - f_1(x_0))^2]^2}, \quad (5)$$

$$\sigma_{xy}^{(1,0)}(x, y, x_0) = \frac{\mu b_{кр}}{2\pi(1-\nu)} \frac{(x - x_0)[(x - x_0)^2 - (y - f_1(x_0))^2]}{[(x - x_0)^2 + (y - f_1(x_0))^2]^2};$$

$$\sigma_{xx}^{(2,0)}(x, y, x_0) = -\frac{\mu b_{кр}}{2\pi(1-\nu)} \frac{(y - f_2(x_0))[3(x - x_0)^2 + (y - f_2(x_0))^2]}{[(x - x_0)^2 + (y - f_2(x_0))^2]^2},$$

$$\sigma_{yy}^{(2,0)}(x, y, x_0) = \frac{\mu b_{кр}}{2\pi(1-\nu)} \frac{(y - f_2(x_0))[(x - x_0)^2 - (y - f_2(x_0))^2]}{[(x - x_0)^2 + (y - f_2(x_0))^2]^2}, \quad (6)$$

$$\sigma_{xy}^{(2,0)}(x, y, x_0) = \frac{\mu b_{кр}}{2\pi(1-\nu)} \frac{(x-x_0)[(x-x_0)^2 - (y-f_2(x_0))^2]}{[(x-x_0)^2 + (y-f_2(x_0))^2]^2},$$

где $b_{кр}$ – модуль краевой составляющей вектора Бюргера двойнивающей дислокации;
 μ – модуль сдвига; ν – коэффициент Пуассона.

Подставляя (2) в (1), получим

$$\begin{cases} \frac{\partial(\sigma_{xx}^{(1)} + \sigma_{xx}^{(2)})}{\partial x} + \frac{\partial(\sigma_{xy}^{(1)} + \sigma_{xy}^{(2)})}{\partial y} = 0 \\ \frac{\partial\partial(\sigma_{xy}^{(1)} + \sigma_{xy}^{(2)})}{\partial x} + \frac{\partial\partial(\sigma_{yy}^{(1)} + \sigma_{yy}^{(2)})}{\partial y} = 0. \end{cases} \quad (7)$$

При этом принято, что размеры двойника пренебрежимо малы по сравнению с геометрическими размерами твердого тела, что дает основание полагать, что границы тела находятся на бесконечности от рассматриваемого двойника.

Проверка выполнения условия равновесия. Подстановка (3), (4) в (7) дает

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial x} \int_0^L \sqrt{1+(f_1'(x_0))^2} \rho_1(x_0) \sigma_{xx}^{(1,0)}(x, y, x_0) dx_0 + \frac{\partial}{\partial x} \int_0^L \sqrt{1+(f_2'(x_0))^2} \rho_2(x_0) \sigma_{xx}^{(2,0)}(x, y, x_0) dx_0 + \\ + \frac{\partial}{\partial y} \int_0^L \sqrt{1+(f_1'(x_0))^2} \rho_1(x_0) \sigma_{xy}^{(1,0)}(x, y, x_0) dx_0 + \frac{\partial}{\partial y} \int_0^L \sqrt{1+(f_2'(x_0))^2} \rho_2(x_0) \sigma_{xy}^{(2,0)}(x, y, x_0) dx_0 = 0 \\ \frac{\partial}{\partial x} \int_0^L \sqrt{1+(f_1'(x_0))^2} \rho_1(x_0) \sigma_{xy}^{(1,0)}(x, y, x_0) dx_0 + \frac{\partial}{\partial x} \int_0^L \sqrt{1+(f_2'(x_0))^2} \rho_2(x_0) \sigma_{xy}^{(2,0)}(x, y, x_0) dx_0 + \\ + \frac{\partial}{\partial y} \int_0^L \sqrt{1+(f_1'(x_0))^2} \rho_1(x_0) \sigma_{yy}^{(1,0)}(x, y, x_0) dx_0 + \frac{\partial}{\partial y} \int_0^L \sqrt{1+(f_2'(x_0))^2} \rho_2(x_0) \sigma_{yy}^{(2,0)}(x, y, x_0) dx_0 = 0. \end{cases} \quad (8)$$

По правилу дифференцирования определенного интеграла по параметру [7] из (8) получим

$$\begin{cases} \int_0^L \sqrt{1+(f_1'(x_0))^2} \rho_1(x_0) \frac{\partial\sigma_{xx}^{(1,0)}(x, y, x_0)}{\partial x} dx_0 + \int_0^L \sqrt{1+(f_2'(x_0))^2} \rho_2(x_0) \frac{\partial\sigma_{xx}^{(2,0)}(x, y, x_0)}{\partial x} dx_0 + \\ + \int_0^L \sqrt{1+(f_1'(x_0))^2} \rho_1(x_0) \frac{\partial\sigma_{xy}^{(1,0)}(x, y, x_0)}{\partial y} dx_0 + \int_0^L \sqrt{1+(f_2'(x_0))^2} \rho_2(x_0) \frac{\partial\sigma_{xy}^{(2,0)}(x, y, x_0)}{\partial y} dx_0 = 0 \\ \int_0^L \sqrt{1+(f_1'(x_0))^2} \rho_1(x_0) \frac{\partial\sigma_{xy}^{(1,0)}(x, y, x_0)}{\partial x} dx_0 + \int_0^L \sqrt{1+(f_2'(x_0))^2} \rho_2(x_0) \frac{\partial\sigma_{xy}^{(2,0)}(x, y, x_0)}{\partial x} dx_0 + \\ + \int_0^L \sqrt{1+(f_1'(x_0))^2} \rho_1(x_0) \frac{\partial\sigma_{yy}^{(1,0)}(x, y, x_0)}{\partial y} dx_0 + \int_0^L \sqrt{1+(f_2'(x_0))^2} \rho_2(x_0) \frac{\partial\sigma_{yy}^{(2,0)}(x, y, x_0)}{\partial y} dx_0 = 0. \end{cases} \quad (9)$$

Или в более компактной форме:

$$\left\{ \begin{aligned} & \int_0^L \sqrt{1 + (f_1'(x_0))^2} \rho_1(x_0) \left[\frac{\partial \sigma_{xx}^{(1,0)}(x, y, x_0)}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}^{(1,0)}(x, y, x_0)}{\partial y} \right] dx_0 + \\ & + \int_0^L \sqrt{1 + (f_2'(x_0))^2} \rho_2(x_0) \left[\frac{\partial \sigma_{xx}^{(2,0)}(x, y, x_0)}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}^{(2,0)}(x, y, x_0)}{\partial y} \right] dx_0 = 0 \\ & \int_0^L \sqrt{1 + (f_1'(x_0))^2} \rho_1(x_0) \left[\frac{\partial \sigma_{xy}^{(1,0)}(x, y, x_0)}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}^{(1,0)}(x, y, x_0)}{\partial y} \right] dx_0 + \\ & + \int_0^L \sqrt{1 + (f_2'(x_0))^2} \rho_2(x_0) \left[\frac{\partial \sigma_{xy}^{(2,0)}(x, y, x_0)}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}^{(2,0)}(x, y, x_0)}{\partial y} \right] dx_0 = 0. \end{aligned} \right. \quad (10)$$

Здесь частные производные от компонент тензора напряжений находятся из соотношений:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_{xx}^{(1,0)}}{\partial x} &= -\frac{\mu b_{кр}}{\pi(1-\nu)} \left[\frac{3(x-x_0)(y-f_1(x_0))}{[(x-x_0)^2 + (y-f_1(x_0))^2]^2} - \right. \\ & \left. - \frac{2(x-x_0)(y-f_1(x_0))[3(x-x_0)^2 + (y-f_1(x_0))^2]}{[(x-x_0)^2 + (y-f_1(x_0))^2]^3} \right], \\ \frac{\partial \sigma_{xx}^{(2,0)}}{\partial x} &= -\frac{\mu b_{кр}}{\pi(1-\nu)} \left[\frac{3(x-x_0)(y-f_2(x_0))}{[(x-x_0)^2 + (y-f_2(x_0))^2]^2} - \right. \\ & \left. - \frac{2(x-x_0)(y-f_2(x_0))[3(x-x_0)^2 + (y-f_2(x_0))^2]}{[(x-x_0)^2 + (y-f_2(x_0))^2]^3} \right], \\ \frac{\partial \sigma_{xy}^{(1,0)}}{\partial x} &= \frac{\mu b_{кр}}{2\pi(1-\nu)} \left[\frac{3(x-x_0)^2 - (y-f_1(x_0))^2}{[(x-x_0)^2 + (y-f_1(x_0))^2]^2} - \right. \\ & \left. - \frac{4(x-x_0)^2[(x-x_0)^2 - (y-f_1(x_0))^2]}{[(x-x_0)^2 + (y-f_1(x_0))^2]^3} \right], \\ \frac{\partial \sigma_{xy}^{(2,0)}}{\partial x} &= \frac{\mu b_{кр}}{2\pi(1-\nu)} \left[\frac{3(x-x_0)^2 - (y-f_2(x_0))^2}{[(x-x_0)^2 + (y-f_2(x_0))^2]^2} - \right. \\ & \left. - \frac{4(x-x_0)^2[(x-x_0)^2 - (y-f_2(x_0))^2]}{[(x-x_0)^2 + (y-f_2(x_0))^2]^3} \right], \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \sigma_{xy}^{(1,0)}}{\partial y} &= -\frac{\mu b_{\text{кр}}}{\pi(1-\nu)} \left[\frac{(x-x_0)(y-f_1(x_0))}{[(x-x_0)^2 + (y-f_1(x_0))^2]^2} + \right. \\
&\quad \left. + \frac{2(x-x_0)(y-f_1(x_0))[(x-x_0)^2 - (y-f_1(x_0))^2]}{[(x-x_0)^2 + (y-f_1(x_0))^2]^3} \right], \\
\frac{\partial \sigma_{xy}^{(2,0)}}{\partial y} &= -\frac{\mu b_{\text{кр}}}{\pi(1-\nu)} \left[\frac{(x-x_0)(y-f_2(x_0))}{[(x-x_0)^2 + (y-f_2(x_0))^2]^2} + \right. \\
&\quad \left. + \frac{2(x-x_0)(y-f_2(x_0))[(x-x_0)^2 - (y-f_2(x_0))^2]}{[(x-x_0)^2 + (y-f_2(x_0))^2]^3} \right], \\
\frac{\partial \sigma_{yy}^{(1,0)}}{\partial y} &= \frac{\mu b_{\text{кр}}}{2\pi(1-\nu)} \left[\frac{(x-x_0)^2 - 3(y-f_1(x_0))^2}{[(x-x_0)^2 + (y-f_1(x_0))^2]^2} - \right. \\
&\quad \left. - \frac{4(y-f_1(x_0))^2[(x-x_0)^2 - (y-f_1(x_0))^2]}{[(x-x_0)^2 + (y-f_1(x_0))^2]^3} \right], \\
\frac{\partial \sigma_{yy}^{(2,0)}}{\partial y} &= \frac{\mu b_{\text{кр}}}{2\pi(1-\nu)} \left[\frac{(x-x_0)^2 - 3(y-f_2(x_0))^2}{[(x-x_0)^2 + (y-f_2(x_0))^2]^2} - \right. \\
&\quad \left. - \frac{4(y-f_2(x_0))^2[(x-x_0)^2 - (y-f_2(x_0))^2]}{[(x-x_0)^2 + (y-f_2(x_0))^2]^3} \right].
\end{aligned}$$

Имеющие место в (10) суммы частных производных находятся по формулам:

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial \sigma_{xx}^{(1,0)}(x, y, x_0)}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}^{(1,0)}(x, y, x_0)}{\partial y} = \\
&= \frac{4\mu b_{\text{кр}}}{\pi(1-\nu)} \left[\frac{(x-x_0)(y-f_1(x_0))}{[(x-x_0)^2 + (y-f_1(x_0))^2]^2} - \frac{(x-x_0)(y-f_1(x_0))}{[(x-x_0)^2 + (y-f_1(x_0))^2]^2} \right] = 0, \\
&\frac{\partial \sigma_{xx}^{(2,0)}(x, y, x_0)}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}^{(2,0)}(x, y, x_0)}{\partial y} = \\
&= \frac{4\mu b_{\text{кр}}}{\pi(1-\nu)} \left[\frac{(x-x_0)(y-f_2(x_0))}{[(x-x_0)^2 + (y-f_2(x_0))^2]^2} - \frac{(x-x_0)(y-f_2(x_0))}{[(x-x_0)^2 + (y-f_2(x_0))^2]^2} \right] = 0, \\
&\frac{\partial \sigma_{xy}^{(1,0)}(x, y, x_0)}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}^{(1,0)}(x, y, x_0)}{\partial y} =
\end{aligned} \tag{12}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{2\mu b_{\text{кр}}}{\pi(1-\nu)} \left[\frac{(x-x_0)^2 - (y-f_1(x_0))^2}{[(x-x_0)^2 + (y-f_1(x_0))^2]^2} - \frac{(x-x_0)^2 - (y-f_1(x_0))^2}{[(x-x_0)^2 + (y-f_1(x_0))^2]^2} \right] = 0, \\
&\quad \frac{\partial \sigma_{xy}^{(2,0)}(x, y, x_0)}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}^{(2,0)}(x, y, x_0)}{\partial y} = \\
&= \frac{2\mu b_{\text{кр}}}{\pi(1-\nu)} \left[\frac{(x-x_0)^2 - (y-f_2(x_0))^2}{[(x-x_0)^2 + (y-f_2(x_0))^2]^2} - \frac{(x-x_0)^2 - (y-f_2(x_0))^2}{[(x-x_0)^2 + (y-f_2(x_0))^2]^2} \right] = 0,
\end{aligned}$$

Подставляя (12) в (10), получаем тождество $0 + 0 \equiv 0$. Это указывает на то, что внутренние напряжения, создаваемые двойником самоуравновешены.

Полученный результат можно объяснить на основании принципа суперпозиции и приближения теории упругости, использованного в приведенных выше расчетах. Каждая двойникообразная дислокация создает уравновешенное в твердом теле поле напряжений. Суперпозиция таких напряжений от всех дислокаций двойника также даст равновесное поле напряжений, что и доказано полученным результатом расчетов.

При наличии внешних сил f_i (i принимает значения x или y) условие (1) примет вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + f_x = 0 \\ \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + f_y = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Из (1), (11) – (13) следует, что при нахождении деформируемого твердого тела с двойником в равновесии силы f_i также будут самоуравновешенными.

Заключение. Таким образом, показано выполнение условия равновесия деформируемого и не деформируемого твердого тела с остаточным клиновидным двойником в случае плоскодеформированного состояния. Полученный результат объясняется в рамках теории упругости и принципа суперпозиции и связан с тем, что каждая двойникообразная дислокация двойника создает равновесное поле напряжений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Tellinen, J. Basic properties of magnetic shape memory actuators / J. Tellinen, I. Suorsa, A. Jääskeläinen, I. Aaltio, K. Ullakko // AdaptaMat Ltd., Helsinki. Published in 8th Int. Conf. “Actuator 2002”, Germany. – 2002. – P. 4.
2. Chernenko, V.A. Giant two-way shape memory effect in high-temperature Ni-Mn-Ga single crystal / V.A. Chernenko, E. Villa, S. Besseghini, J.M. Barandiaran // 3rd Int. Symposium on Shape Mem. Mat. Smart Systems. – 2010. – P. 94–98.
3. Классен-Неклюдова, М.В. Механическое двойникование кристаллов / М.В. Классен-Неклюдова // Москва: АН СССР. – 1960. – С. 262.
4. Остриков, О. М. Напряженное состояние у поверхности кристалла, деформируемой сосредоточенной нагрузкой, при наличии клиновидного двойника / О. М. Остриков // Журнал технической физики. – 2009. – Т. 79, № 5. – С. 137–139.
5. Остриков, О. М. Метод расчета распределения деформаций у клиновидного двойника с использованием подходов макроскопической дислокационной модели / О. М. Остриков // Известия РАН. Механика твердого тела. – 2009. – № 4. – С. 52–58.

6. Астафьев, В. И. Нелинейная механика разрушения / В. И. Астафьев, Ю. Н. Радаев, Л. В. Степанова // Самара: Изд-во «Самарский университет». – 2001. – 562 с.

7. Корн, Г. Справочник по математике. Для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн // М.: Наука. – 1973. – 832 с.

Поступила 07.04.2020

УДК 658.512

Колесников Л.А.

ВЛИЯНИЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПРИЛОЖЕНИЯ НАГРУЗКИ НА ЖЕСТКОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ НАПРАВЛЯЮЩИХ КАЧЕНИЯ

Белорусский национальный технический университет,

Минск, Беларусь

Предложена методика оценки жесткости направляющих качения в зависимости от направления действия нагрузки на основе МКЭ-анализа. Проведен тестовый МКЭ-расчет роликовых направляющих качения фирмы Rexroth. Показано, что значения жесткости в каталогах производителя при боковой нагрузке существенно завышены и выявлены причины этого явления. Проведена оценка уровня снижения ресурса направляющих при направлении действия нагрузки, отличном от вертикального.

Введение. Важнейшие характеристики станка – точность и долговечность – в значительной степени определяются правильным выбором направляющих. В настоящее время это, как правило, направляющие качения. Жесткость и ресурс направляющих существенно (~1,5...1,7 раза) падают [1, 2] при отклонении направления действия нагрузки от номинального (сверху вниз). К сожалению, производители направляющих предоставляют значения жесткости, как правило, только в прямом (рабочем) направлении. Поэтому актуальна оценка фактической жесткости направляющих при произвольном направлении действия нагрузки.

Методики исследований. Для оценки характера изменения жесткости направляющих от направления действия нагрузки была разработана МКЭ-модель тестовой направляющей. В этом качестве использовалась направляющая Rexroth серии 1851 типоразмера 45 с роликовыми телами качения и натягом 0,08. Для этих направляющих производитель публикует значения жесткости, как в прямом, так и в боковом направлении. В соответствии с [1] жесткость направляющей принята равной: в вертикальном направлении – $j_Y = 1833$ Н/мкм; в горизонтальном – $j_X = 1143$ Н/мкм.

Твердотельная псевдоплоская МКЭ-модель тестовой направляющей качения включает в себя опорную рельсу, саму каретку и упругие тела (1...4), моделирующие тела качения (рис. 1, а). Тело каретки и рельса выполнены из стали ($E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$), а модуль Юнга упругих тел подбирался таким образом, чтобы эквивалентная жесткость модели направляющей в вертикальном направлении была равна заданной j_Y . Между упругими телами и дорожками тел качения задавалось условие контакта «Frictionless», верхние опорные площадки каретки жестко фиксировались, для торцевых поверхностей задан запрет на перемещение в нормальном направлении. Предварительный натяг 0,08 С, где С – динамическая грузоподъемность, $C = 92300$ Н, обеспечивался формированием термоупругих напряжений в упругих телах 1...4.

Основные результаты. Тестовая сила F , эквивалентная 17762 Н, принималась из условия $F < 2,5 \cdot 0,08 C$ [2] и прикладывалась к нижней поверхности рельсы. Ее направле-

ние менялось на угол от 0° до 90° относительно вертикальной оси. Типичное распределение эквивалентных напряжений и деформация модели под нагрузкой приведена на рис. 1, б.

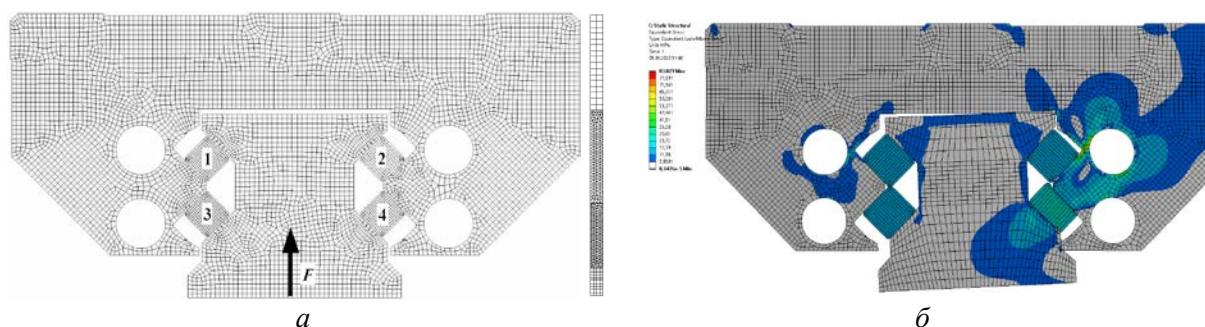


Рис. 1. МКЭ-модель направляющей качения

График зависимости расчетной жесткости направляющей (Н/мкм) от направления приложения нагрузки, град, представлен на рисунке 2. Расчетная жесткость при горизонтальном приложении силы $j_x = 473$ Н/мкм оказалась в 2,4 раза меньше, чем по данным каталога Rexroth ($j_x = 1143$ Н/мкм).

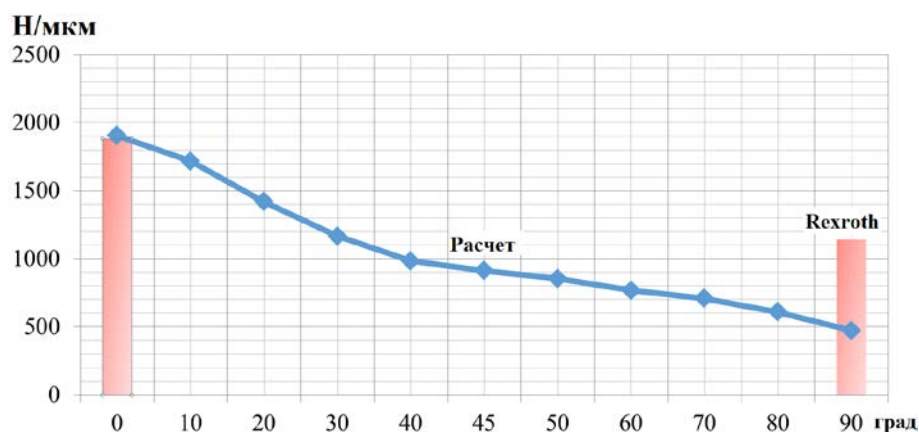


Рис. 2. Расчетная зависимость жесткости направляющей качения Rexroth от направления действия силы

Для выяснения причин такой кардинальной разницы сравнивались результаты МКЭ-расчетов для случая, когда сила прикладывается к нижней поверхности рельса (рис. 3, а), и когда сила прикладывается посередине между дорожек качения (рис. 3, б). В каталоге Rexroth величина такого смещения документирована и обозначается как $E_{9,2}$ (рис. 3, в). В случае приложения нагрузки симметрично относительно дорожек качения жесткость по результатам МКЭ-расчета практически точно совпадает с данными производителя (погрешность $\sim 5\%$).

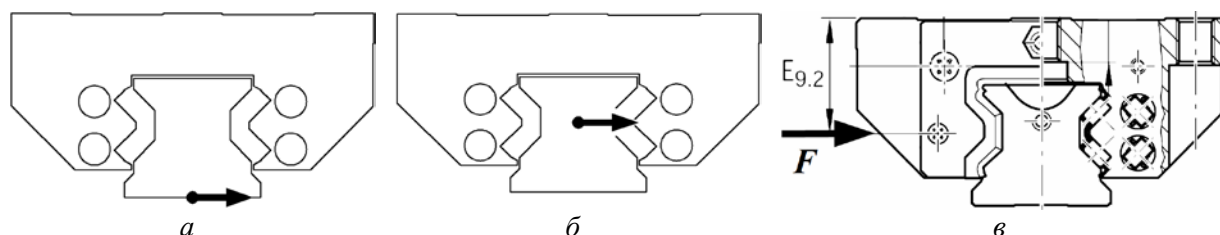


Рис. 3. Варианты нагружения направляющей боковой силой

Низкую жесткость при боковом нагружении подтверждают также и расчеты в фирменной программе LMD, содержащей встроенную базу данных по направляющим качения производства Rexroth [3]. Для того чтобы обеспечить совпадение жесткости в боковом направлении с данными каталога, нагрузку следует прикладывать ниже опорной поверхности кареток. Величина этого смещения в программе LMD описывается в поле «Height difference Δz between mounting surface RB and center of raceways».

В документации других производителей величина смещения для симметричного нагружения кареток отсутствует. При недостатке данных представляется допустимой принимать величину смещения равной расстоянию от опорной поверхности каретки до центра площадки между дорожками качения рельса.

Таким образом, фактическая жесткость направляющих Rexroth в боковом направлении существенно меньше приведенной в технической документации. Вероятно, это справедливо и для направляющих других производителей, построенных по той же самой конструктивной схеме (т.н. «схема О»). При конструировании технологического оборудования следует учитывать эту недокументированную особенность направляющих качения.

Оценим влияние направления действия нагрузки на долговечность (ресурс) направляющих. Очевидно, что нагрузка на различные тела качения направляющей в случае реального нагружения будет существенно различаться. На рис. 4 представлен график зависимости нагрузки на тела качения 1–4 как функция направления приложения нагрузки. Нагрузка на ролики представлена как отношение фактического натяга C_F к начальному (номинальному) натягу C_S . Этот параметр особенно удобен для анализа работы именно станочных направляющих. При работе станков недопустима ситуация типа «раскрытие стыка» (исчезновение натяга), в первую очередь, с точки зрения обеспечения точности обработки и устойчивости процесса резания (вибростойкости).

Результат МКЭ-расчета показывают, что по мере отклонения направления нагрузки от вертикальной оси для роликов 1 и 2 нагрузка практически одинакова и монотонно увеличивается от 0.46 до 1.15...1.21 C_F/C_S . При этом нагрузка на ролик 4 растет от 1,68 до 2,37 C_F/C_S . При увеличении угла нагрузки свыше 45° нагрузка на роликах 1–2, 4 начинает выравниваться благодаря податливости корпуса каретки.

Одновременно на ролике 3 натяг падает, причем нулевой натяг возникает уже при угле действия нагрузки порядка 70° . Следует отметить, что для роликовых направляющих режим работы без натяга недопустим, для шариковых – не рекомендуется. Исчезновение натяга может оказаться даже опасней перегрузки, поскольку полная разгрузка тел качения приводит к их проскальзыванию при движении и резкому ускорению износа. Поэтому весьма желательно не допускать чисто боковую нагрузку на направляющую, обеспечивая при работе гарантированный прижим каретки к рельсе (вертикальную компоненту нагрузки).

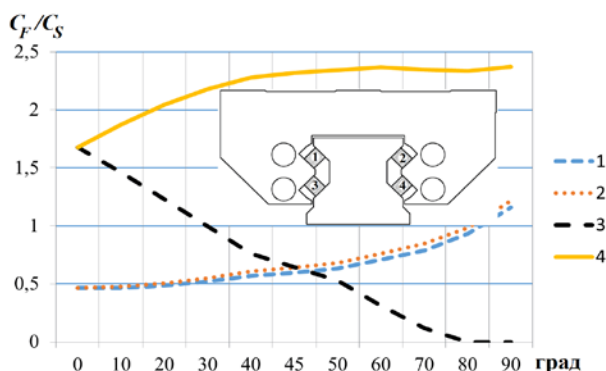


Рис. 4. Изменение нагрузки на ролики

Оценим влияние неравномерной нагрузки на ролики с точки зрения ресурса направляющих. Исходя из представлений Rexroth о характере распределения нагрузки между телами качения [2], при нагружении строго сверху-вниз (рис. 5, *а*) или справа-налево (рис. 5, *б*) соответствующие ряды тел качения нагружаются равномерно. С точки зрения Rexroth, нагрузка только на один ряд тел качения возможна только при приложении нагрузки под углом 45° (рис. 5, *в*).

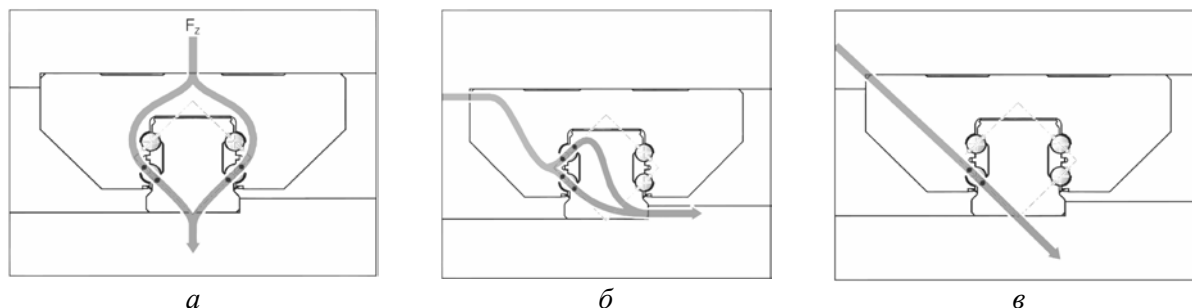


Рис. 5. Характер распределения нагрузки между телами качения

Исходя из этих соображений, и проводится расчет ресурса направляющих: Динамическая грузоподъемность C направляющих определяет их, который рассчитывается по формуле [4]:

$$L = \alpha_1 \left(\frac{C}{F} \right)^P L_0 \quad (1)$$

где L – расчетная долговечность (пробег) до появления первых признаков усталостного износа, км;

α_1 – вероятностный коэффициент долговечности;

C – номинальное значение динамической грузоподъемности;

F – эквивалентная нагрузка на каретку;

P – коэффициент; $P = 3$ для шариковых и $P = 10/3$ для роликовых направляющих;

L_0 – нормативный пробег, обычно принимаемый 50 километров для шариковых и 100 километров для роликовых направляющих.

Проведенное МКЭ-моделирование показало, что картина распределения нагрузок существенно отличается от идеализированного представления Rexroth. Один ряд тел качения перегружен даже при небольшом отклонении направления нагрузки от вертикали (на рисунке 4 это ряд № 4). Критический износ перегруженных тел и дорожек качения приводит к потере работоспособности направляющей в целом.

Оценим падения ресурса направляющей из-за изменения направления действия нагрузки. Принимая, что фактическая нагрузка на тела качения пропорциональна расчетной эквивалентной нагрузке F , можно записать:

$$\frac{L_{0-90}}{L} = \left(\frac{F_0}{F_{0-90} F_0} \right)^{10/3} \quad (2)$$

где L – расчетная долговечность, км, при нагрузке направленной сверху вниз;

L_{0-90} – расчетная долговечность, км, при нагрузке под углом;

F_0 – нагрузка в единицах CF/CS, приходящаяся на самый нагруженный ряд тел качения при нагрузке, направленной сверху вниз; $F_0 = 1,68CF/CS$;

F_{0-90} – нагрузка в единицах CF/CS, приходящаяся на самый нагруженный ряд тел качения при переменном направлении нагрузки.

Результаты расчета по зависимости (2) представлены на рис. 6. Ресурс направляющей падает в 2...3,17 раза при нагрузке, отклоняющейся от вертикали более чем на 20°.

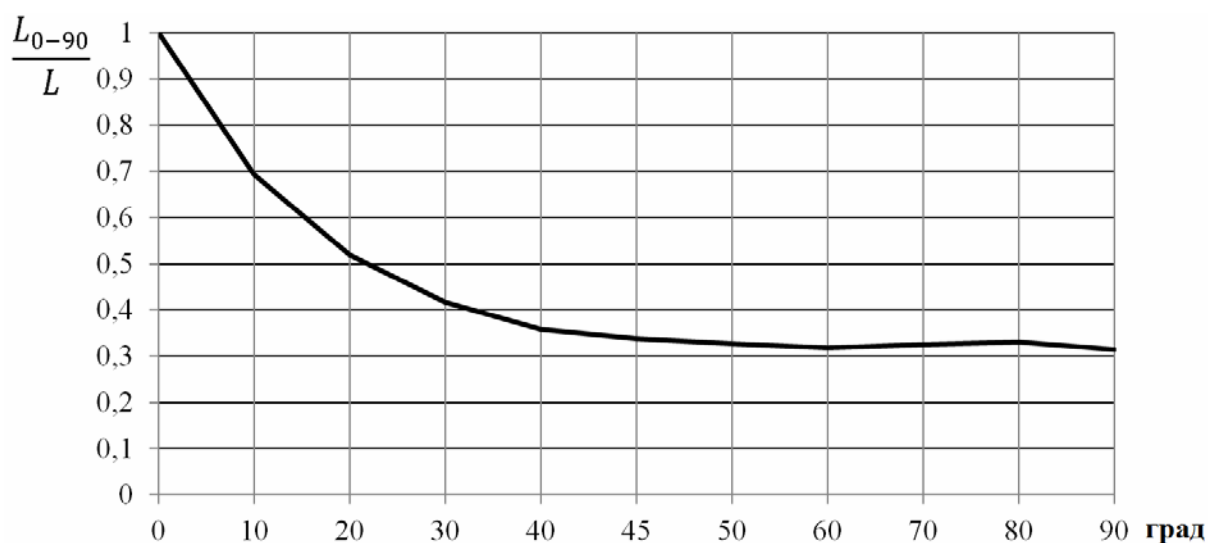


Рис. 6. Зависимость ресурса направляющей от направления действия нагрузки

Выводы. Движение рабочих органов современных многоосевых высокодинамичных станков происходит по сложным траекториям. В этих условиях оценить долю боковой нагрузки в общем цикле обработки еще на стадии проектирования достаточно затруднительно. Самый простой способ обеспечить заданные жесткость, и долговечность направляющей при произвольном направлении нагрузки – использовать следующий типоразмер направляющих. Например, направляющая с типоразмером 55 обеспечивает тот же ресурс при боковом направлении нагрузки, как и направляющая с типоразмером 45 при строго вертикальной нагрузке.

ЛИТЕРАТУРА

1. Bosch Rexroth AG. Roller Rail Systems. R999000354 (2015–10).
2. Bosch Rexroth AG. Linear Motion Technology Handbook. R310EN 2017 (2006.07).
3. Колесников, Л. А. Особенности выбора направляющих качения для металлорежущих станков / Л. А. Колесников, А. И. Кочергин // Справочник. Инженерный журнал. – 2018. – № 2. – С. 31–40.

Поступила 16.01.2020

Остриков В.О., Остриков О.М.

СТАТИКА И ДИНАМИКА ГРАНИЦЫ РАЗДЕЛА
АУСТЕНИТ/МАРТЕНСИТ В НАГРУЖЕННОМ ПРИЗМАТИЧЕСКОМ
МОНОКРИСТАЛЛЕ С ЭФФЕКТОМ ПАМЯТИ ФОРМЫ,
НАХОДЯЩЕМСЯ В ЖЕСТКОЙ ЗАДЕЛКЕ

*Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого
Гомель, Беларусь*

С использованием методов механики решена задача по расчету силы, действующей в плоскости границы раздела аустенит/мартенсит, находящейся в нагруженном призматическом ферромагнитном монокристалле с памятью формы в случае фиксации его в жесткой заделке. Решено уравнение движения границы раздела аустенит/мартенсит при бездиффузионных фазовых превращениях в материалах с эффектом памяти формы.

Введение. Ферромагнитные материалы с памятью формы (сплавы Гейслера) в настоящее время находят все более широкое практическое применение в технических системах нового поколения [1]. Уникальные физико-механические свойства ферромагнитных сплавов с эффектом запоминания формы полностью определяются закономерностями движения границы раздела аустенит/мартенсит и в настоящее время находятся на стадии активного исследования [1–7].

В настоящее время отсутствует построенная на принципах механики деформируемого твердого тела теория данного явления. Разработка данной теории даст аппарат для прогнозирования поведения ферромагнитных материалов с памятью формы под действием внешних нагрузок и магнитного поля.

Для применения ферромагнитных сплавов с памятью формы важна высокая подвижность границ раздела аустенит/мартенсит, которая позволяет уменьшать величину магнитного поля, восстанавливающего форму материала [1]. Методы механики деформируемого твердого тела позволят подобрать оптимальную схему нагружения материала с памятью формы и ориентацию магнитного поля для наиболее полной реализации эффекта.

Целью данной работы стал расчет силы, действующей в плоскости границы раздела аустенит/мартенсит находящегося в жесткой заделке нагруженного ферромагнитного призматического монокристалла с эффектом запоминания формы и применение результат расчета в динамической задаче данной границы.

Постановка задачи. На рисунке 1 схематически изображен призматический ферромагнитный монокристалл (состава Гейслера) с границей раздела аустенит/мартенсит, который находится в жесткой заделке и нагружен силой \vec{F} . Свяжем декартову систему координат XAY с аустенитной частью монокристалла, как это показано на рисунке 1, а систему $X'Y'$ – с мартенситной, повернутой по отношению к аустенитной под углом φ .

Граница раздела аустенит/мартенсит по отношению к поверхности аустенитной части призматического образца ориентирована под углом ψ . Причем, в общем случае, $\psi \neq \varphi$.

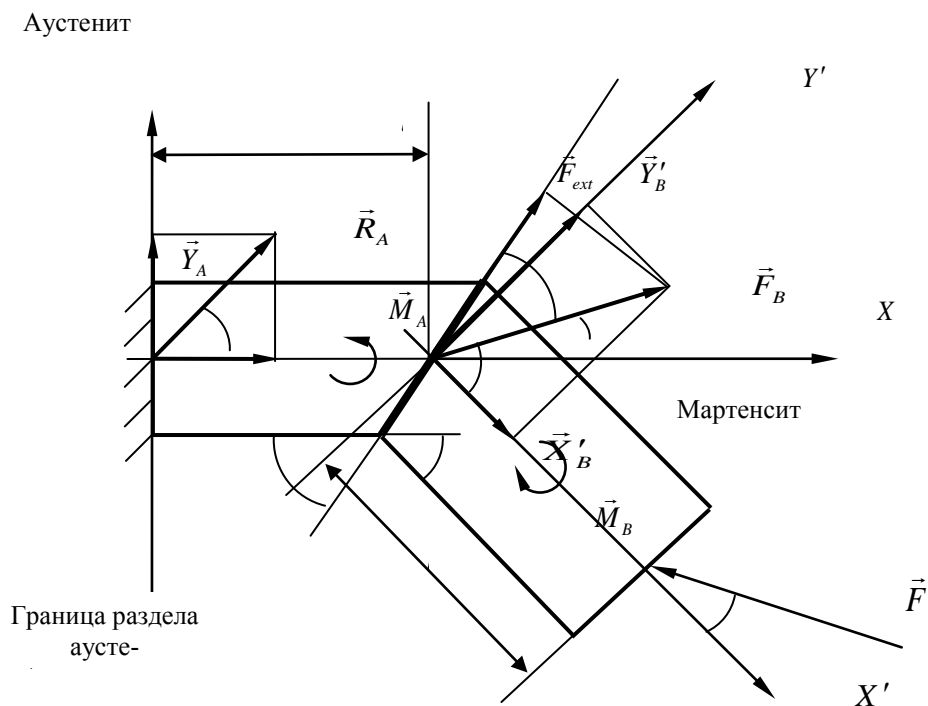


Рис. 1. Схематическое изображение находящегося в жесткой заделке нагруженного призматического монокристаллического образца с границей раздела аустенит/мартенсит

Сила \vec{F} к оси BX' направлена под произвольным углом γ (рисунок 1). Реакцию заделки \vec{R}_A разложим на две составляющие: \vec{X}_A и \vec{Y}_A . Тогда можно записать:

$$\vec{R}_A = X_A \vec{i} + Y_A \vec{j}; R_A = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2}; \operatorname{tg} \alpha = Y_A / X_A, \quad (1)$$

где \vec{i} и \vec{j} – единичные векторы ортонормированного базиса, направленные вдоль осей AX и AY соответственно; α – угол наклона вектора \vec{R}_A к оси AX .

Силу \vec{F}_B также разложим на две составляющие: \vec{X}'_B и \vec{Y}'_B , что позволяет записать:

$$\vec{F}_B = X'_B \vec{i}' + Y'_B \vec{j}'; F_B = \sqrt{X'^2_B + Y'^2_B}; \operatorname{tg} \beta = Y'_B / X'_B, \quad (2)$$

где \vec{i}' и \vec{j}' – единичные векторы ортонормированного базиса, направленные вдоль осей BX' и BY' соответственно; β – угол наклона вектора \vec{F}_B к оси BX' .

К оси AX сила \vec{F}_B ориентирована под углом θ , а к границе раздела аустенит/мартенсит – под углом δ (рисунок 1). Тогда искомая сила F_{ext} с силой \vec{F}_B связана соотношением

$$F_{ext} = F_B \cos \delta. \quad (3)$$

Через l_a и l_m обозначим длины аустенитной и мартенситной частей монокристалла, соответственно, а через \vec{M}_A и \vec{M}_B – моменты сил, действующих соответственно в точках A и B (рисунок 1).

Примем допущение, что рассматриваемый призматический ферромагнитный монокристалл невесомый.

Решение статической задачи.

Для мартенситного объема в состоянии равновесия будем иметь

$$\vec{F}_B + \vec{F} = 0. \quad (4)$$

Отсюда получаем:

$$\sum_i F_{iX'} = F_B \cos\beta - F \cos\gamma = 0; \quad (5)$$

$$\sum_i F_{iY'} = F_B \sin\beta - F \sin\gamma = 0, \quad (6)$$

где выполнена замена

$$X'_B = F_B \cos\beta, \quad Y'_B = F_B \sin\beta. \quad (7)$$

Система уравнений (5) и (6) может быть дополнена условием равновесия для моментов сил

$$\sum_i M_B(F_i) = Fl_m \sin\gamma - M_B = 0. \quad (8)$$

Из (5), (6) и (8) получаем

$$F_B \cos\beta = F \cos\gamma, \quad F_B \sin\beta = F \sin\gamma, \quad M_B = Fl_m \sin\gamma. \quad (9)$$

Первых два условия в (9) одновременно могут выполняться при $\beta = \gamma$. Тогда

$$F_B = F. \quad (10)$$

Из рисунка 1 видно, что

$$F_{ext} = F \cos\delta. \quad (11)$$

Отсюда при $\delta = 0$, получим

$$F_{ext} = F. \quad (12)$$

Для аустенитного объема получим систему уравнений:

$$\sum_i F_{iX} = X_A + F_B \cos \vartheta = 0; \quad (13)$$

$$\sum_i F_{iY} = Y_A + F_B \sin \vartheta = 0; \quad (14)$$

$$\sum_i M_A(F_i) = F_B l_a \sin \vartheta + M_A + M_B = 0. \quad (15)$$

Из (13) и (14) для определяемой из (1) реакции \vec{R}_A заделки получим

$$X_A = -F_B \cos \vartheta; \quad (16)$$

$$Y_A = -F_B \sin \vartheta. \quad (17)$$

Отметим, что из рисунка 1 видно, что $\vartheta = \beta - \varphi$.

Из (15) с учетом (10) получим

$$M_A = -(F_B l_a \sin \vartheta + F l_m \sin \gamma) = -F(l_a \sin \vartheta + l_m \sin \gamma). \quad (18)$$

Решение уравнения движения границы раздела аустенит/мартенсит.

Рассмотрим приведенное в [8] уравнение движения границы раздела аустенит/мартенсит:

$$\frac{\rho A_0}{k_0} \left(\frac{dL}{dt} \right)^2 + \frac{m_0 + \rho A_0 (L - L_0)}{k_0} \frac{d^2 L}{dt^2} = F_{ext}, \quad (19)$$

где ρ – объемная массовая плотность материала; A_0 – площадь поперечного сечения призматического образца; k_0 – коэффициент, связывающий скорость движения границы раздела аустенит/мартенсит (V_b) со скоростью плоскопараллельного перемещения мартенситной части монокристалла (V_m), причем $k_0 = V_b/V_m = \cos \psi + \sin \psi / \tan \varphi$ [8]; m_0 – начальная масса мартенситной части образца; L_0 – начальное положение границы раздела аустенит/мартенсит; L – текущее положение границы на оси AX .

Введем обозначения:

$$a = \frac{\rho A_0}{k_0}, \quad b = \frac{m_0}{k_0} - aL_0. \quad (20)$$

Тогда (19) можно переписать в виде:

$$(aL + b) \frac{d^2 L}{dt^2} + a \left(\frac{dL}{dt} \right)^2 = F_{ext}. \quad (21)$$

Вводя замену

$$x = aL + b, \quad \frac{dx}{dt} = a \frac{dL}{dt}, \quad \frac{d^2 x}{dt^2} = a \frac{d^2 L}{dt^2}, \quad (22)$$

получим неоднородное нелинейное уравнение:

$$x \frac{d^2 x}{dt^2} + \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 = a F_{ext}. \quad (23)$$

Решение данного уравнения будем искать в виде

$$x = x_0 + x^*, \quad (24)$$

где x_0 – общее решение однородного уравнения

$$x \frac{d^2 x}{dt^2} + \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 = 0; \quad (25)$$

x^* – некоторое частное решение неоднородного уравнения (23).
Замена [9]

$$\omega(t) = \frac{t}{x} \frac{dx}{dt} \quad (26)$$

сводит уравнение (25) к уравнению

$$t \frac{d\omega}{dt} = \omega - \omega^2. \quad (27)$$

Это уравнение допускает решение разделением переменных [9, 10]. Тогда из (27) получим:

$$-\frac{d\omega}{\omega(\omega-1)} = \frac{dt}{t},$$

и далее

$$-\int \frac{d\omega}{\omega(\omega-1)} = \int \frac{dt}{t}. \quad (28)$$

После интегрирования (28) получаем

$$\ln \left| \frac{\omega}{\omega-1} \right| = \ln |t| + \ln C_1. \quad (29)$$

Экспонируя (29), имеем

$$C_1 |t| = \left| \frac{\omega}{\omega-1} \right| \text{ или } D_1 t = \frac{\omega}{\omega-1}, \quad (30)$$

где

$$D_1 = \pm C_1. \quad (31)$$

После преобразований $\frac{1}{D_1 t} = 1 - \frac{1}{\omega}$; $\frac{1}{\omega} = 1 - \frac{1}{D_1 t}$ из (30) получаем $\omega = \frac{D_1 t}{D_1 t - 1}$.
Далее, учитывая замену (26), получим

$$D_1 \frac{dt}{D_1 t - 1} = \frac{dx}{x} \quad (32)$$

Отсюда после интегрирования $D_1 \int \frac{dt}{D_1 t - 1} = \int \frac{dx}{x}$ получим

$$\ln |D_1 t - 1| = \ln |x| + \ln C_2. \quad (33)$$

После экспонирования (33) будем иметь:

$$D_1 t - 1 = D_2 x, \quad (34)$$

где

$$D_2 = \pm C_2. \quad (35)$$

Окончательно решение однородного уравнения (25) будет иметь вид:

$$x_0 = \frac{D_1 t - 1}{D_2}. \quad (36)$$

Частное решение неоднородного уравнения (23) будем искать в виде:

$$x^* = At, \quad (37)$$

где A – некоторая константа.

Дифференцируя (37), получим

$$\frac{dx^*}{dt} = A, \quad \frac{d^2 x^*}{dt^2} = 0,$$

и подставляя полученный результат в (23), получим

$$A^2 = aF_{ext} \quad \text{или} \quad A = \pm \sqrt{aF_{ext}}. \quad (38)$$

Подставляя (38) в (37), получим

$$x^* = \pm \sqrt{aF_{ext}} t. \quad (39)$$

С учетом (24), (36) и (39) окончательно получим решение уравнения (23):

$$x(t) = \frac{D_1 t - 1}{D_2} \pm \sqrt{aF_{ext}} t. \quad (40)$$

Учитывая замену (22), из (40) получим

$$L(t) = \frac{1}{a} \left(\frac{D_1 t - 1}{D_2} \pm \sqrt{aF_{ext}} t - b \right). \quad (41)$$

Отсюда скорость границы раздела аустенит/мартенсит находится по формуле:

$$\frac{dL(t)}{dt} = V_b = \frac{1}{a} \left(\frac{D_1}{D_2} \pm \sqrt{aF_{ext}} \right). \quad (42)$$

Для нахождения констант D_1 и D_2 учтем начальное условие:

$$L(0) = L_0. \quad (43)$$

Тогда из (41), (42), с учетом (43), получим

$$L(0) = -\frac{1}{a} \left(\frac{1}{D_2} + b \right) = L_0, \quad \frac{D_1}{D_2} \pm \sqrt{aF_{ext}} = aV_b.$$

Отсюда

$$D_1 = \frac{\pm \sqrt{aF_{ext}} - aV_b}{aL_0 + b}, \quad D_2 = -\frac{1}{aL_0 + b}. \quad (44)$$

С учетом (20) из (44) для D_1 и D_2 получим

$$D_1 = \frac{\sqrt{\rho A_0 k_0}}{m_0} \left(\pm \sqrt{F_{ext}} - \sqrt{\frac{\rho A_0}{m_0}} V_b \right), \quad D_2 = -\frac{k_0}{m_0}. \quad (45)$$

Заключение.

Таким образом, решена статическая задача по нахождению силы, действующей в плоскости границы раздела мартенсит/аустенит, для находящегося в жесткой заделке нагруженного призматического ферромагнитного монокристалла с эффектом памяти формы. Показана возможность использования полученного результата в решении динамической задачи для границы раздела мартенсит/аустенит.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ullakko, K. Magnetically controlled shape memory alloys: a new class of actuator materials / K. Ullakko // J. Mater. Eng. Perform. – 1996. – V. 5. – P. 405–409.
2. Ullakko, K. Large magnetic-field-induced strains in Ni₂MnGa single crystals / K. Ullakko, J.K. Huang, C. Kantner, R.C. O’Handley, V.V. Kokorin // Appl. Phys. Lett. – 1996. – V. 69. – P. 1966–1968.
3. Ullakko, K. Magnetically controlled shape memory effect in Ni₂MnGa intermetallics / K. Ullakko, J.K. Huang, V.V. Kokorin, R.C. O’Handley // Scripta Metall. – 1997. – V. 36. – P. 1133–1138.
4. James, R.D. Large field-induced strains in ferromagnetic shape memory materials / R.D. James, R. Tickle, M. Wuttig // Mater. Sci. Eng. – 1999. – V. A273–275. – P. 320–325.

5. Tickle, R. Ferromagnetic shape memory in the NiMnGa system / R. Tickle, R.D. James, T. Shield, M. Wuttig, V.V. Kokorin // IEEE Trans.Magn. – 1999. – V. 35. – P. 4301–4310.
6. O’Handley, R.C. Phenomenology of giant magnetic-field induced strain in ferromagnetic shape-memory materials / R.C. O’Handley, S.J. Murrey, M. Marioni, H. Nembach, S.M. Allen // J. Appl. Phys. 2000. – V. 87. – P. 4712–4717.
7. Murrey, S.J. 6 % magnetic-field-induced strain by twin-boundary motion in ferromagnetic Ni-Mn-Ga / S.J. Murrey, M. Marioni, S.M. Allen, R.C. O’Handley // Appl. Phys. Lett. – 2000. – V. 77. – P. 886–888.
8. Saren, A. Dynamic twinning stress and viscous-like damping of twin boundary motion in magnetic shape memory alloy Ni-Mn-Ga / A. Saren, K. Ullakko // Scripta Materialia. – 2017. – V. 139. – P. 126–129.
9. Зайцев, В. Ф. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям / В. Ф. Зайцев, А. Д. Полянин. – М.: Физматлит, 2001. – 576 с.
10. Воднев, В. Т. Основные математические формулы: Справочник / В. Т. Воднев, А. Ф. Наумович, Н. Ф. Наумович. – Мн.: Выш. шк., 1988. – 269 с.

Поступила 09.04.2020

УДК 539.21

Остриков О.М.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ КРИТЕРИИ МЕХАНИЧЕСКОГО ДВОЙНИКОВАНИЯ

УО «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого»

Гомель, Беларусь

На основании аналогий развития процессов двойникования и разрушения для энергетических критериев двойникования предложено использование критериев разрушения. При этом использовался математический аппарат теории Гриффитса и Ирвина. Вывод энергетических критериев двойникования осуществлен на основании закона сохранения энергии с учетом скорости изменения энергии приложенных внешних сил и внутренних источников напряжений. В постановке задачи упругое деформирование твердого тела рассматривалось с уже существующим в нем двойником. Принималось допущение однородной и изотропной среды, в которой рассматривалось развитие двойника. Полная энергия системы «деформируемое твердое тело – двойник» рассматривалась как разница между скоростью изменения энергии приложенных внешних и внутренних сил. В результате решения задачи критерии двойникования были выражены через коэффициенты интенсивности напряжений. Это дает возможность рассмотрения развития двойникования при различных схемах деформирования твердого тела. За критерий двойникования бралась величина скорости высвобождения энергии. Получены условия устойчивого и неустойчивого роста двойника. При этом учитывалась энергия образования поверхности раздела двойник – материнский кристалл. Для расчетов коэффициентов интенсивности напряжений получались соотношения для определения плотностей двойникующих дислокаций в случае тонкого и нетонкого двойника. Данные соотношения получались из связи плотности двойникующих дислокаций с внутренними напряжениями. Учитывались напряжения, действующие на границах двойника со стороны внешних сил. Расчеты показали, что коэффициенты интенсивности напряжений для тонкого и нетонкого двойника отличаются в два раза. Результаты представляют практический интерес для их использования в технологии производства технических систем на основе двойникующихся материалов, материалов с памятью формы.

Введение. По многочисленным данным [1–5] двойникование и разрушение представляют собой родственные (подразумевается, что слова «родственные», «схожие» и «аналогичные» – синонимы) физические явления. Это дало основание в работах [1, 3, 5] использовать математический аппарат механики разрушения для развития теории двойникования. Воспользуемся этим же подходом и применим математический аппарат теории разрушения Гриффитса (A.A. Griffith) [6, 7] и Ирвина (G.R. Irwin) [8], с учетом анализа, проведенного в [9, 10], для решения задачи о нахождении критериев механического двойникования.

Цель работы – на основании закона сохранения энергии вывести энергетические критерии деформационного (механического) двойникования.

Методики исследований. Рассмотрим механический двойник длиной L , находящийся у поверхности деформируемого твердого тела (рис. 1). Примем приближение однородной и изотропной среды, в которой рассматривается развитие двойника.

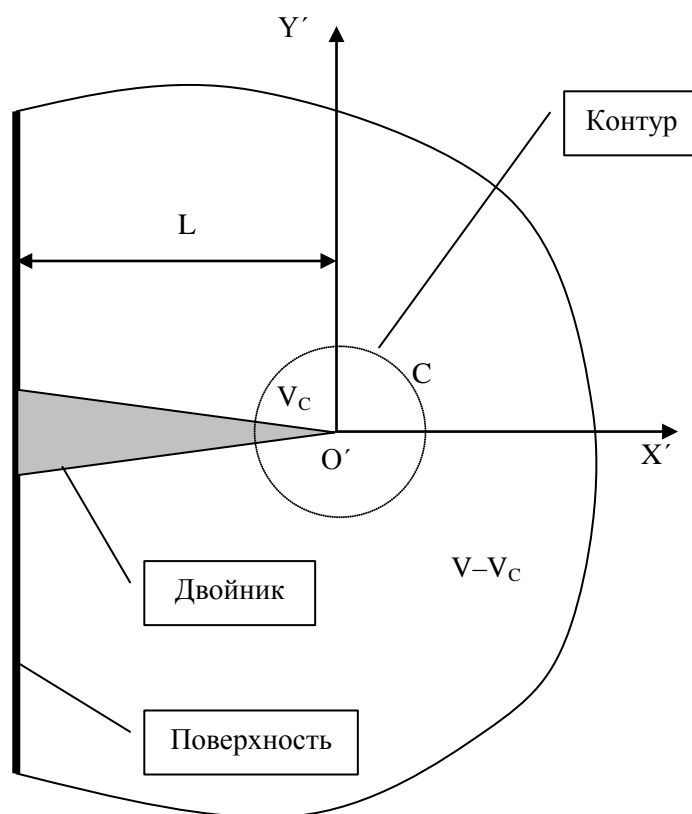


Рис. 1. Схематическое изображение механического клиновидного двойника, находящегося у поверхности кристалла

Пусть деформирование среды находится в рамках закона Гука. Деформирование твердого тела осуществляется в условиях уже существующего в нем двойника. При этом следует отметить, что важным вопросом, возникающим при рассмотрении теорий упругого и остаточного двойникования, является вопрос о правомерности использования теории упругости в теории двойникования, так как механическое двойникование проявляется на стадии пластической деформации твердых тел, выходящей за рамки линейной зависимости напряжений от деформаций.

Основные результаты. Известно, что для зарождения механического двойника необходима концентрация напряжений [1–4]. В случае, например, сосредоточенной на-

грузки необходимая для зарождения двойника область пластической деформации может иметь размер пренебрежимо малый по сравнению с размером сформировавшегося двойника. При этом после зарождения двойника в локальной области пластической деформации дальнейшее его развитие происходит за пределами этой области и движение двойникующих дислокаций происходит в поле упругих напряжений.

После снятия нагрузки в случае упругого двойникования раздвойникование происходит под действием полей упругих напряжений двойникующих дислокаций и сил притяжения дислокаций к поверхности. В случае остаточного двойника пластическая деформация локализуется на двойниковых границах в узкой области (шириной в два-три межатомных расстояния). В остальной области имеют место поля упругих напряжений, которые, как и в случае трещин, правомерно рассчитывать на основании линейной теории упругости [6–10].

Таким образом, несмотря на то, что для зарождения механических двойников необходимы напряжения превышающие предел упругости, развитие двойников и существование остаточных двойников может происходить в недеформированной области кристалла или в области полей упругих напряжений. Границы двойников локализуют пластическую деформацию в узких полосах, создавая при этом поле далекодействующих упругих полей напряжений. Аналогичная ситуация наблюдается и в случае образования трещин [6–10]. Но в этом случае для зарождения трещин необходимы напряжения, превышающие предел прочности материала, т.е. более высокие, чем в случае двойникования. А сами трещины создают напряжения, описываемые в рамках линейной теории упругости.

Декартову систему координат $X'O'Y'$ свяжем с движущейся вершиной двойника (см. рисунок 1). Тогда полная энергия системы «деформируемое твердое тело – двойник» может быть найдена из соотношения:

$$W_D = W_{\text{ext}} - W_{\text{int}}, \quad (1)$$

где W_D – полная диссипация энергии в рассматриваемой системе; W_{ext} – мощность приложенных сил; W_{int} – скорость изменения энергии, обусловленной внутренними силами. Согласно [9]

$$W_{\text{ext}} = \int_{(\partial V)_T} \dot{\vec{u}} \cdot (\hat{\sigma} \cdot \vec{n}) ds, \quad (2)$$

$$W_{\text{int}} = \int_V \hat{\sigma} : \dot{\hat{\epsilon}} dxdy = \frac{d}{dt} \int_V W(\hat{\epsilon}) dxdy, \quad (3)$$

где $(\partial V)_T$ – изменение объема деформируемого твердого тела под действием внешних сил T ; \vec{u} – вектор смещения; $\hat{\sigma}$ – тензор напряжений; \vec{n} – единичный вектор; V – область деформируемого твердого тела с двойником; $\hat{\epsilon}$ – тензор деформаций; s, x, y – параметры интегрирования.

Подставляя (2) и (3) в (1), получим

$$W_D = \int_{(\partial V)_T} \dot{\vec{u}} \cdot (\hat{\sigma} \cdot \vec{n}) ds - \frac{d}{dt} \int_V W(\hat{\epsilon}) dxdy. \quad (4)$$

Скорость изменения работы обусловленными двойникованием внутренними силами может быть определена из соотношения [9]

$$\frac{d}{dt} \int_V W(\hat{\varepsilon}) dx dy = \frac{d}{dt} \int_{V_C} W(\hat{\varepsilon}) dx dy + \frac{d}{dt} \int_{V-V_C} W(\hat{\varepsilon}) dx dy \quad (5)$$

Здесь V_C – область, охваченная контуром C (см. рис. 1).

Переход к системе координат, связанной с движущейся вершиной двойника, даст [9]

$$\frac{d}{dt} \int_{V_C} W(\hat{\varepsilon}) dx dy = \int_{V_C} \hat{\sigma} : \left(\frac{\partial \hat{\varepsilon}}{\partial t} \right)_{x', y'} dx' dy'. \quad (6)$$

Как показано в [9],

$$\frac{d}{dt} \int_{V-V_C} W(\hat{\varepsilon}) dx dy = \int_{V-V_C} \hat{\sigma} : \dot{\hat{\varepsilon}} dx dy - \int_C W(\hat{\varepsilon}) \dot{L}(\bar{e}_1 \cdot \bar{n}) ds, \quad (7)$$

где \bar{e}_1 – единичный вектор, направленный в сторону перемещения вершины двойника.

После преобразования

$$\int_{V-V_C} \hat{\sigma} : \dot{\hat{\varepsilon}} dx dy = \int_{\partial(V-V_C)} \dot{u} \cdot (\hat{\sigma} \cdot \bar{n}) ds = \int_{\partial V} \dot{u} \cdot (\hat{\sigma} \cdot \bar{n}) ds - \int_C \dot{u} \cdot (\hat{\sigma} \cdot \bar{n}) ds, \quad (8)$$

где $\bar{n}(C) = -\bar{n}(\partial(V - V_C))$, (1) можно записать в виде:

$$W_D = \int_C (W(\hat{\varepsilon}) \dot{L}(\bar{e}_1 \cdot \bar{n}) + \dot{u} \cdot (\hat{\sigma} \cdot \bar{n})) ds - \int_{V_C} \hat{\sigma} : \left(\frac{\partial \hat{\varepsilon}}{\partial t} \right)_{x', y'} dx' dy'. \quad (9)$$

При $C \rightarrow 0$ получаем [9]:

$$W_D = \lim_{C \rightarrow 0} \int_C (W(\hat{\varepsilon}) \dot{L}(\bar{e}_1 \cdot \bar{n}) + \dot{u} \cdot (\hat{\sigma} \cdot \bar{n})) ds = G \dot{L}, \quad (10)$$

где

$$G = \lim_{C \rightarrow 0} \int_C \left((W(\hat{\varepsilon}) \dot{L}(\bar{e}_1 \cdot \bar{n}) - (\bar{n} \cdot \hat{\sigma}) \cdot \frac{\partial \bar{u}}{\partial x}) \right) ds. \quad (11)$$

При этом величина интеграла

$$J = \int_C \left(W(\hat{\varepsilon})(\vec{e}_1 \cdot \vec{n}) - n_i \sigma_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x} \right) ds \quad (12)$$

от выбора C не зависит.

Следует отметить, что G представляет собой скорость высвобождения упругой энергии и часто представляется в виде [6, 7, 9]

$$G = \frac{\partial U}{\partial L}, \quad (13)$$

где U – потенциальная энергия деформируемого нагрузкой твердого тела.

Учитывая, что $G = W_D / \dot{L}$, по аналогии с [6, 7, 9], для двойникования из (11) можно получить критерий двойникования

$$G_{tw} = \frac{1}{E} ((K_I^{tw})^2 + (K_{II}^{tw})^2) + \frac{1}{2\mu} (K_{III}^{tw})^2, \quad (14)$$

где E – модуль Юнга; μ – модуль сдвига; K_I^{tw} , K_{II}^{tw} , K_{III}^{tw} – критерии интенсивности напряжений, зависящие от схемы нагружения твердого тела с двойником, определяемые по формулам:

$$K_I^{tw} = \alpha \sigma_{yy}^{\infty} \sqrt{\pi L}; \quad K_{II}^{tw} = \alpha \sigma_{xy}^{\infty} \sqrt{\pi L}; \quad K_{III}^{tw} = \alpha \sigma_{yz}^{\infty} \sqrt{\pi L}. \quad (15)$$

Здесь σ_{yy}^{∞} , σ_{xy}^{∞} , σ_{yz}^{∞} – компоненты тензора внешних напряжений в случае одноосного растяжения, поперечного и продольного сдвига соответственно; как было показано в [11], для нетонкого двойника $\alpha = 2$, для тонкого – $\alpha = 1$.

Через энергию образования поверхности раздела двойник – материнский кристалл W_S критическое условие подрастания двойника по аналогии с [6, 7, 9] можно выразить следующим образом:

$$\partial U + \partial W_S = 0, \quad (16)$$

или

$$\frac{\partial(U + W_S)}{\partial L} = 0. \quad (17)$$

Здесь

$$U = 2\alpha\gamma L, \quad (18)$$

где γ – энергия образования единичной площадки на границе раздела двойник – материнский кристалл.

В соответствии с гипотезой Гриффитса [6, 7] уравнение энергетического баланса из (17) с учетом (18) можно записать в виде

$$\frac{\partial W_s}{\partial L} = -2\alpha L. \quad (19)$$

Очевидно, что при

$$\frac{\partial^2(U + W_s)}{\partial L^2} < 0 \quad (20)$$

наблюдается неустойчивый рост двойника, а при выполнении условия

$$\frac{\partial^2(U + W_s)}{\partial L^2} > 0 \quad (21)$$

имеет место устойчивый рост двойника.

Согласно подходу Ирвина [8, 9], для каждого способа деформирования твердого тела с двойником существует свой критический коэффициент интенсивности напряжений, при превышении которого начинается рост двойника. При этом в соответствии с подходом Ирвина для двойникования можно записать

$$G_{nw} = -\frac{\partial U}{\partial L} = \frac{\beta}{E} ((K_I^{nw})^2 + (K_{II}^{nw})^2) + \frac{1+\nu}{E} (K_{III}^{nw})^2, \quad (22)$$

где $\beta = 1$ или $\beta = 1 - \nu^2$ при плоском напряженном или деформированном состоянии соответственно.

Как видно из критериев двойникования (14) и (22), важной задачей для их определения является расчет критериев интенсивности напряжений для различных схем нагружения твердого тела с двойником. При этом не всегда получается простое решение, как в случае формул (15). В случае, когда на двойниковые границы нетонкого двойника действует нормальная нагрузка $T_1(x)$, а краевая составляющая вектора Бюргера двойнивающей дислокации направлена вдоль оси $O'X'$ (рисунок 1) внутренние напряжения у двойника могут быть определены по формулам [9]

$$\sigma_{xx} = \frac{2\mu}{\pi(\kappa + 1)} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\rho_{дв}(x)}{x-t} dt, \quad \sigma_{yy} = -\frac{2\mu}{\pi(\kappa + 1)} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\rho_{дв}(x)}{x-t} dt, \quad \sigma_{xy} = 0, \quad (23)$$

где $\kappa = 3 - 4\nu$; $\rho_{дв}(x)$ – плотность двойнивающих дислокаций на двойниковых границах. В случае нетонкого двойника можно записать

$$\rho_{\text{дв}}(x) = \rho_{\text{дв1}}(x) + \rho_{\text{дв2}}(x). \quad (24)$$

Здесь $\rho_{\text{дв1}}(x)$, $\rho_{\text{дв2}}(x)$ – плотность двойникующих дислокаций на одной и второй двойниковой границе соответственно.

В первом приближении для нетонкого двойника, сформированного в малодефектной области кристалла, можно принять $\rho_{\text{дв1}}(x) \approx \rho_{\text{дв2}}(x)$. Тогда из (24) следует, что $\rho_{\text{дв}}(x) \approx 2\rho_{\text{дв1}}(x)$.

В случае одноосного растяжения твердого тела с двойником по аналогии с [9] граничное условие может быть задано в виде сингулярного интегрального уравнения первого рода:

$$-\frac{2\mu}{\pi(\kappa+1)} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\rho_{\text{дв}}(t)}{t-x} dt = T_1(x). \quad (25)$$

Из этого уравнения, с учетом условия

$$\int_{-L/2}^{L/2} \rho_{\text{дв}}(t) dt = 0, \quad (26)$$

можно определить $\rho_{\text{дв}}(x)$ по формуле [9]

$$\rho_{\text{дв}}(x) = \frac{2(1-\nu)}{\pi\mu\sqrt{(L/2)^2 - x^2}} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\sqrt{(L/2)^2 - t^2}}{t-x} T_1(t) dt. \quad (27)$$

В рассматриваемом случае коэффициент интенсивности напряжений находится по формуле [9]

$$K_I^{tw} = \frac{1}{\sqrt{\pi(L/2)}} \int_{-L/2}^{L/2} \sqrt{\frac{(L/2)+t}{(L/2)-t}} T_1(t) dt. \quad (28)$$

Если двойник находится в твердом теле в поле напряжений поперечного сдвига, то на его границы будет действовать касательная нагрузка $T_2(x)$. Тогда по аналогии с [9] для плотности двойникующих дислокаций справедливо сингулярное интегральное уравнение

$$\int_{-L/2}^{L/2} \frac{\rho_{\text{дв}}(t)}{t-x} dt = \frac{2\pi(1-\nu)}{\mu} T_2(x). \quad (29)$$

Отсюда

$$\rho_{дв}(x_0) = -\frac{2(1-\nu)}{\pi\mu\sqrt{(L/2)^2 - x^2}} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\sqrt{(L/2)^2 - t^2}}{t-x} T_2(t) dt . \quad (30)$$

Формула для определения коэффициента интенсивности напряжений в этом случае примет вид [9]

$$K_{II}^{tw} = \frac{1}{\sqrt{\pi(L/2)}} \int_{-L/2}^{L/2} \sqrt{\frac{(L/2)+t}{(L/2)-t}} T_2(t) dt . \quad (31)$$

В случае антиплоского сдвига на двойниковые границы действует нагрузка $T_3(x)$. В этом случае справедливо уравнение [9]

$$\int_{-L/2}^{L/2} \frac{\rho_{дв}(t)}{t-x} dt = \frac{2\pi}{\mu} T_3(x) , \quad (32)$$

которое имеет решение

$$\rho_{дв}(x_0) = -\frac{2}{\pi\mu\sqrt{(L/2)^2 - x^2}} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\sqrt{(L/2)^2 - t^2}}{t-x} T_3(t) dt . \quad (33)$$

Коэффициент интенсивности напряжений в этом случае определяется по формуле [9]

$$K_{III}^{tw} = \frac{1}{\sqrt{\pi(L/2)}} \int_{-L/2}^{L/2} \sqrt{\frac{(L/2)+t}{(L/2)-t}} T_3(t) dt . \quad (34)$$

Выводы. Таким образом, показана возможность использования для критериев двойникового разрушения критериев разрушения. Это обусловлено родственностью (в смысле аналогичности) процессов двойникового и разрушения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Косевич, А. М. Дислокации в теории упругости. – Киев: Наук. Думка, 1978. – 220 с.
2. Финкель, В. М., Федоров, В. А., Королев, А. П. Разрушение кристаллов при механическом двойниковании. – Ростов-на-Дону. – 1990. – 172 с.
3. Косевич, А. М., Бойко, В. С. Дислокационная теория упругого двойникового кристаллов // Успехи физических наук. – 1971. – Т. 104, № 2. – С. 101–255.
4. Классен-Неклюдова, М.В. Механическое двойникование кристаллов. – М.: АН СССР, 1960. – 262 с.
5. Остриков, О.М. Механика двойникового твердых тел: монография. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2008. – 301 с.
6. Griffith, A.A. The Phenomena of Rupture and Flow in Solids // Phil. Trans. Roy. Soc., London. – 1920. – V. A221. – P. 162–198.

7. Grith, A.A. The Theory of Rupture // Proc. of First Int. Congress of Applied Mechanics. Delft. – 1924. – P. – 55–63.
8. Irwin, G.R. Analysis of Stress and Strains Near the End of a Crack Traversing a Plate// Trans. ASME. J. Appl. Mech. – 1957. – V. 24. – P. 361–364.
9. Астафьев, В. И., Радаев, Ю. Н., Степанова Л.В. Нелинейная механика разрушения. – Самара: Издательство «Самарский университет». – 2001. – 562 с.
10. Работнов, Ю. Н. Введение в механику разрушения. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., – 1987. – 80 с.
11. Остриков, О.М. Дислокационная модель некогерентного нетонкого двойника // Журнал технической физики. – 2012. – Т. 82, № 11. – С. 38–42.

Поступила 21.10.2020

REFERATS

MECHANICAL ENGINEERING TECHNOLOGY

UDK 621.723

Grigorchik A.N., Belotserkovsky M.A., Astrashab E.V., Kaznacheeva D.A.

THE INFLUENCE OF ANNEALING ON THE STRUCTURAL-PHASE STATE, WEAR RESISTANCE AND CORROSION STABILITY OF A GAS-THERMAL COATING FROM IRON-ALUMINUM PSEUDO ALLOY

The structural-phase state and tribomechanical properties of gas-thermal coatings from steel 08Г2С, pseudo-alloy 08Г2С + АК12, and also heat-treated pseudo-alloy are investigated. It was established that the wear resistance of a pseudo-alloy 08Г2С + АК12 coating is 3,6 times higher than the wear resistance of a coating made of 08Г2С steel. It is shown that as a result of heat treatment in pseudo-alloy 08Г2С + АК12, intermetallic inclusions of Al₅Fe₂ and AlFe₃ stand out, providing an increase in its wear resistance under dry friction conditions by 2,7 times, and by friction in a lubricant material by 1,35 times, compared to the untreated coating from pseudo-alloy.

UDK 531/534:517.9:519.2

Gurvich YU.A.

PART I. DETERMINING COEFFICIENTS IN THE THEORY OF THE ELASTIC SWING OF THE ELASTIC TYRE BY FREQUENCY EXPERIMENTS OF THE METHOD OF PARAMETRIC IDENTIFICATION

In two articles, Part I and II for the first time describe the method of parametric identification of the wheel swing process with an elastic 400×150 model 5 on a hard surface, which consists of a combination of frequency experimental research and theoretical developments. It has been used to identify kinematic coefficients in a wide range of travel frequency from 0 to 25 rad/m, corresponding to the mode of auto-wheeling of controlled wheels, in theory the non-gononic rolling of an elastic tire on the hard road of the academician M.V. Keldysh. Comparisons were made of the results of the 400×150 wheel experiments presented in the 1st and the results obtained by the parametric identification method in the travel frequency function. When the travel frequency range narrowed from large values to smaller values, the kinematic odds decreased. In the travel frequency range from 0 to 0,5 rad/m, the quantitative and qualitative convergence of the results of these two experiments was noted.

A new concept has been introduced, which is usually 20...40 % less than the practical lateral stiffness factor obtained during static tyre tests.

UDK 531/534:517.9:519.2

Gurvich YU.A.

PART II. DEFINITION OF COEFFICIENTS IN THE THEORY OF NON-GONONIC ROLLING OF ELASTIC TYRES BY THEORETICAL DEVELOPMENTS OF THE METHOD OF PARAMETRIC IDENTIFICATION

The article describes the theoretical developments of the method of parametric identification of the wheel rolling process with an elastic tire 400×150 model 5 on a hard surface. They have defined the coefficients in the theory of non-gononic rolling of elastic tires on a hard road and compared the results of the experiments of the wheel with the tire 400×150, de-

scribed in the article "1" of the academician M.V. Keldysh and the results obtained by the method of parametric identification in the function of the travel frequency. In the travel frequency range from 0 to 0.5 rad/m, the quantitative and qualitative convergence of the results of these two experiments was noted. The theory of the non-gonom rolling of elastic tires on the hard surface of the academician M.V. Keldysh has a commonality of successful application in practice, both for the narrow and wide range of the travel frequency, as well as in the study of the dynamics of the movement of a solid ball on a hard surface.

The contradictory findings of the work are analyzed, which are usually not adequate to the practice of rolling the wheel with an elastic tyre on a hard road. When rocking in the dynamics of the ball on the plane approximation of reactions of non-lonom connections by the forces of viscous or dry friction leads to similar results.

UDK 621.91.04

Danilov A.A.

SYNTHESIS OF RATIONAL PROCESSING SCHEMES FOR PROFILE MOMENT-TRANSMITTING SURFACES

The ways of synthesis of effective processing schemes of surfaces with a profile in the form of a Relo triangle and sinusoidal profile are considered, including a rational distribution of the shaping function between the machine, tool and device, as well as movements between the workpiece and the tool, combining or separating the profiling and cutting movements, optimizing the structure and relative orientation of the Executive movements. Examples of the usage of these paths in the development of methods for processing surfaces with these types of profiles recognized as inventions are given.

UDK 621. 91. 01

Danilov V.A., Sialitsky A.N.

MACHINE AND TOOL PROVISION OF ROTARY turning OF SINUSOIDAL CYLINDRICAL SURFACES

The possibility of processing sinusoidal cylindrical surfaces on multipurpose gear milling machines with circular tool fitted out of centre has been substantiated. The requirements for the kinematic structure of specialized machines for rotary turning of sinusoidal cylindrical surfaces are determined. The proposed block diagram of such a machine for complex processing of parts with sinusoidal and circular surfaces is considered. The designs of the developed tools for rotary turning of such surfaces with devices of different versatility for adjusting the eccentricity of the cutter are presented.

UDK 621.002

Kane M.M., Zagorskaya N.B.

ANALYSIS OF THE SYSTEM OF ACCURACY INDICATORS FOR CYLINDRICAL GEARS AFTER THEIR GEAR MILLING WITH WORM CUTTERS

In the article shows the relevance of the analysis of the actual relationships of accuracy indicators of cylindrical gears after various operations of processing teeth. GOST 1643–81, which normalizes the requirements for the accuracy of cylindrical gears, is based on the relationship between the main indicators of tooth accuracy. They take into account some regularities of tooth cutting and tooth control. However, in real production conditions, these patterns may change with the improvement of tools for processing and controlling teeth, under the in-

fluence of various factors when processing teeth.. We have made a study of these relationships under various conditions of treatment of the teeth with the use of correlation analysis. The ranking of the considered 17 indicators of tooth accuracy by the strength of connectivity between them is performed. The results obtained will contribute to improving the production of cylindrical gears.

UDK 621.793

Levantsevich M.A., Sokorov I.O., Vanyuk E.A.

RESEARCH OF THE FRICTION COEFFICIENT OF GAS-THERMAL COATINGS MODIFIED BY NANOCARBONS BASED ON FULLERENE BLUE

The article presents the results of studies of the coefficient of friction of composite gas-thermal coatings modified with the addition of fullerene black up to 10 % of the volume of the powder material. Coating formation technology: flame spraying followed by flashing and final machining of test specimens

UDK 621.794

Sinkevitch I.V.

METHODS FOR STUDYING ACCURACY AND PRODUCTIVITY OF PROCESSING WITH ELECTRIC PULSE POLISHING

A description of the methods for studying the accuracy of processing during electric pulse polishing of iron-nickel-chromium alloys by studying the distribution of the electric field in the electrolyte, determining the scattering power of the electrolyte, waviness and deviation from the roundness of the surface of the samples is given. The processing efficiency was estimated by the value of the specific metal removal from the surface and metal removal to the side.

UDK 006.06

Solomakho V.L., Tsitovich B.V

APPLICATION OF COMPETING TOLERANCE STANDARDS FOR SIZE, SHAPE AND SURFACE POSITION

The article provides information on the standards of tolerances for dimensions, shape and location of surfaces, which are simultaneously valid in the Republic of Belarus and refer to two different systems of standards (Interstate standards and ISO standards). The traditionally used system of Interstate Standards (standards with the "GOST" index) differs significantly from the system underlying the ISO standards.

The purpose of the article is a joint analysis of systems and an assessment of the possibilities of their parallel or competitive application. Recommendations for the effective use of the considered systems of standards in product design are proposed

UDK 669.018

Frolov I.S., Ivashchenko S.A., Frolov Y.I.

RESEARCH OF STEELS' MAGNETIC CHARACTERISTICS AFTER MACHINING AND HARDENING

The results of measurements of the magnetization of various steels both before and after machining, are presented. It has been determined, that austenitic steel 12X18H10T has the

least magnetization. Hardening methods, that allow steel to be non-magnetic have been proposed.

UDK 621.793:620.1

Sheleg V.K., Yalovik A.P., Belotserkovsky M.A., Kravchuk M.A.

DEVELOPMENT OF A TECHNOLOGICAL PROCESS FOR RECOVERY OF POWER HYDRAULIC CYLINDER RODS

The results of studies of the process of restoring the rods of power hydraulic cylinders by hypersonic metallization followed by tribomechanical modification are described, on the basis of which the technological process was developed and tested.

SCIENCE OF MACHINES

UDK 60.001.11:531.8

Ausiyevich A., Kudzin V., Kruglikau A., Shashko A., Lapko O.

THE APPLICATION OF VIRTUAL VIBRATION ANALYSIS TO IMPROVE THE RELIABILITY OF MACHINE TOOLS

The article presents a method for improving the vibration protection system of a five-axis metalworking machine, based on modal and harmonic analysis. The shift of the machine's natural oscillation frequencies further from the main operating frequencies is provided by increasing of the system mass due to the addition of a massive foundation plate. The presence of a foundation plate allows to create a vibration isolation system of the machine and select its parameters that ensure minimum amplitudes of natural vibrations at operating frequencies. The optimal solution is to create a vibration isolation system with controlled stiffness, which will ensure a minimum amplitude of natural vibrations at a particular frequency corresponding to this operating mode.

UDK 621.793

Belotserkovsky M.A., Taran I.I., Grishchenko A.O., Alexandrova V.S.

DAMPING PROPERTIES STUDY PROCEDURERE OF COMPOSITE THERMAL-SPRAYED COATINGS

An experimental stand has been designed and manufactured to study the damping properties of coated parts. The tests of the dissipative characteristics of specimens of cast iron with coatings consisting of polymer (UHMWPE) and metal (aluminum, titanium) layers, applied by thermal-spray methods, have been carried out.

UDK 620.178; UDC 621. 81: 621 – 192; UDK 681.3.06: 629.114.2

Kapusta P.P.

DESIGN FUNCTIONS OF THE DISTRIBUTION OF FATIGUE LIFE OF PARTS OF MACHINES AND STRUCTURES UNDER REGILAR AND IRREGULAR

A method has been developed for constructing design functions for the distribution of fatigue life of machine parts and structures subjected to irregular loading according to the results of tests under regular loading using a power function to describe the fatigue curve.

UDK 620.178; UDC 621. 81: 621 – 192; UDK 681.3.06: 629.114.2

Kapusta P.P., Kapusta P.P.-younger.

DESIGN CALCULATION OF SHAFTS FOR RESISTANCE TO FATIGUE: A DETERMINISTIC APPROACH

In competitive conditions, issues of improving the quality of manufactured machines and parts, their technical level, manufacturability, technical and economic characteristics and safety in operation are of particular relevance. In this regard, there is a need for designing parts with a limited margin of safety and optimal weight and size characteristics. The main provisions of the methodology for design calculation of shafts according to the criteria of fatigue resistance are given.

The application of the developed approach and the method of calculating shafts for fatigue resistance at the design stage allows us to find the most acceptable design option at the stage of their variant modeling, which allows us to reduce not only the calculation time, but also material costs at the stage of design strength tuning.

UDK 620.178; UDC 621. 81: 621 – 192; UDK 681.3.06: 629.114.2

Kapusta P.P., Lebedev O.N., Didukh M.P., Shinkevich V.I., Grihno A.A.

DESIGN ASSESSMENT OF THE FRAME DESIGN AT THE STAGE OF OUTLINE LAYOUT OF A FOUR-AXLE DUMP TRUCK

At the early stages of truck design, it is necessary to use a systematic approach to approximately evaluate the design of the entire product and its main components and assemblies. The most important element of the truck is the supporting system, which includes the following main units: frame, axles, suspension, wheels, etc. The main unit is the frame structure, which determines the resource, reliability and industrial safety of the designed facility. The solution to these problems is considered by the example of a design assessment of the design of a frame with a subframe at the stage of a sketch layout of a four-axle dump truck. A systematic approach to the design assessment of the design of trucks and their main units in the early stages of design provides a preliminary implementation of the main functional and operational requirements. Based on a comprehensive analysis of the conducted analytical and experimental studies, 3D models of the frame of a promising design and a dump truck in the Pro / Engineer package were created, which were used for the prediction of dangerous frame elements. Measures have been developed aimed at increasing the bearing capacity of the frame of the prospective design, providing its mileage resource that meets international requirements for this class of trucks.

MECHANICS OF DEFORMABLE SOLIDS

UDK 539.3

Vasilevich Y.V., Ostrikov O.M.

DEFINITION OF THE CONDITIONS OF EXISTENCE OF THE EQUILIBRIUM SCREW NANODWORK IN DEFORMED SOLID BODY

The condition of equilibrium helical nanotwin located away from the surface of the deformed solid. Equilibrium parameters of the twin. It is shown that in the absence of the inelastic nature of the forces that impede the movement of twinning dislocations, the last tend to

line up in the wall. When approaching a wall to twin the mouth with dislocations of opposite sign are annihilated twinning dislocations and the disappearance nanotwin.

UDK 658.512

Kalesnikau L.A.

INFLUENCE OF THE LOAD APPLICATION DIRECTION ON THE RIGIDITY AND SERVICE LIFE OF THE ROLLING GUIDES

A method is proposed for assessing the rigidity of rolling guides depending on direction of load application on the basis of FEM-analysis is offered. A test FEM-calculation of rolling guides by Rexroth has been carried out. It is shown that the rigidity values in the manufacturer's catalogs under lateral loading are significantly overestimated and the reasons for this phenomenon are revealed. The level of guides service life reduction at load direction different from vertical is estimated.

UDK 539.4

Ostrikov V.O., Ostrikov O.M.

STATIC AND DYNAMICS OF THE SECTION BORDER AUSTENITE/MARTENSITE IN A LOADED PRISMATIC SINGLE-CRYSTAL WITH EFFECT OF MEMORY FORM, IN HARD TERMINATION

Using the methods of mechanics, the problem of calculating the force acting in the plane of the austenite/martensite interface located in a loaded prismatic ferromagnetic single crystal with shape memory in the case of fixing it in a hard seal is solved. The equation of motion of the austenite/martensite interface is solved in the case of diffusion-free phase transformations in materials with the shape memory effect.

UDK 539.21

Ostrikov O.M.

ENERGY CRITERION OF MECHANICAL TWINNING

Based on the analogy of the processes of twinning and fracture criteria for energy twinning suggested the use of criteria destruction. In this case the mathematical apparatus of the theory of Griffith and Irwin. Output energy criteria twinning carried out on the basis of the law of conservation of energy, taking into account the speed of change in the energy applied external forces and internal stress sources. The formulation of the problem elastic deformation of the solid body seen from existing in it twin. Has assumed a homogeneous and isotropic medium, which addresses the twin development. The total energy of the system «deformable solid – twin» was considered as the difference between the rate of change of the energy applied external and internal forces. As a result of the decision criteria for twinning objectives were expressed in terms of the stress intensity factors. This allows consideration of the development of twinning schemes in various solid state deformation. For criterion twinning undertook the amount of energy release rate. The conditions of stable and unstable twin growth. At the same time it takes into account the energy of formation of a twin interface – parent crystal. To calculate stress intensity factors were obtained by the ratio to determine the densities of twinning dislocations in the case of thin and non-thin twin. These ratios were obtained from the density of twinning dislocations due to internal stresses. We took into account the stresses acting on the twin boundaries from external forces. Calculations show that the stress intensity factors for a thin and non-thin twin differ twice. The results are of practical interest for their use in the production technology of technical systems based on twinning materials, shape memory materials.

Научное издание

МАШИНОСТРОЕНИЕ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ
СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

MASHINOSTROENIE

THE REPUBLICAN INTERDEPARTMENTAL
COLLECTION OF THE SCIENTIFIC WORKS PROCEEDINGS

Выпуск 33

Ответственный за выпуск *И. О. Соколов*
Компьютерная верстка и дизайн обложки ВЦ МСФ

Подписано в печать 04.06.2021. Формат 60×84 ¹/₈. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 18,83. Уч.-изд. л. 7,36. Тираж 100. Заказ 270.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.