МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Международная академия технического образования

МАШИНОСТРОЕНИЕ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ
СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

Выпуск 20

В двух томах
Том 2

Минск
УП «Технопринт»
2004

621.7
УДК 621.002(082)
ББК 34.4
М 38

Сборник основан в 1976 году

Редакционная коллегия:
И. П. Филонов (гл. редактор), А. П. Акулич,
Г. Я. Беляев (зам. гл. редактора), Ю. В. Василевич, Э. М. Дечко,
С. А. Иващенко, М. М. Кане, А. И. Кочергин, М. И. Михайлов,
Ж. А. Мрочек, Ф. И. Пантелеенко, М. Ф. Пашкевич, В. И. Похабов,
А. Ф. Присевок, А. Т. Скойбеда, Н. В. Спиридонов, В. И. Туромша,
И. С. Фролов (отв. секретарь), А. В. Чигарев, А. М. Якимович

Рецензенты:
академик НАНБ, доктор технических наук,
профессор П. И. Ящерицын;
доктор технических наук, профессор В. С. Ивашко

Машиностроение: Республиканский межведомственный сборник научных трудов. Вып. 20, в двух томах. Т. 2 / Под ред. И. П. Филонова.— Мн.: УП «Технопринт», 2004.— 400 с.
М 38
ISBN 985-464-608-4 (Т. 2)

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, инженерной педагогики и психологии.

УДК 621.002(082)
ББК 34.4

ISBN 985-464-608-4 (Т. 2)
ISBN 985-464-606-8

© Оформление
УП «Технопринт», 2004

УДК 621.7

И.Л. Баршай

ИГЛОФРЕЗЕРОВАНИЕ ЗАГОТОВОК ИЗ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ И СТАЛЬНЫХ ЗАГОТОВОК ИЗ ЛИСТОВОГО ПРОКАТА

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Иглофрезерование характеризуется микрорезанием в зоне взаимодействия режущих элементов с поверхностью заготовки. Достигаемая высота микронеровностей находится в пределах *Ra* 100...0,32 мкм и определяется сочетанием технологических факторов [1, 2]. Иглофрезерование в значительной степени подобно процессам фрезерования и шлифования, т. к. при всех указанных способах обработки имеет место дискретный контакт инструмента с обрабатываемой поверхностью. Кроме этого, с фрезерованием иглофрезерование сближает и то, что резание производится металлическими проволочными элементами. С процессом шлифования — количество режущих элементов, а иногда и размеры стружки [1].

Первая из задач заключалась в определении возможности применения иглофрезерования для удаления заусенцев на заготовках лопаток авиационных двигателей. Заготовки из титановых сплавов ВТ3-1, ВТ-18У (ОСТ 1.9006-86) и ВТ8М (ТУ-805-178-85) были получены закрытой периодической прокаткой на автоматизированной линии. Обработка иглофрезерованием осуществлялась на вертикально-фрезерном станке мод. 6Р10. Для обработки была использована торцовая иглофреза.

Для решения задачи удаления заусенцев необходимо было уточнить толщину удаляемого слоя. При этом с одной стороны не следует стремиться к ее минимизации, т.к. толщина слоя прямо пропорционально влияет на производительность обработки. Но, с другой стороны, стремление свести толщину слоя к минимуму не должно сопровождаться сохранением дефектных зон на самой лопатке. Поскольку это в конечном итоге может привести в процессе эксплуатации к ее разрушению. При выборе критерия, на основе которого можно оценить глубину дефектного слоя, было принято во внимание, что заготовка лопатки прокатывается в ковочных вальцах. Известно, что в результате пластической деформации формируется неоднородная структура металла: различные по величине, форме и ориентировке зерна. Различие в составе характеризуется относительным количеством зерен, присутствующих

фаз и локальной агрегацией внутри отдельных зерен. В ходе предварительного анализа было зафиксировано изменение микроструктуры в зоне заусенцев, Это характерно для лопаток, полученных как в открытых, так и закрытых вальцах. Характерными дефектами являются: отчетливое выраженное течение слоев металла вдоль заусенцев с образованием текстуры; наличие в зоне изменений фазового состава и свойств, выраженное появлением слабо травленных светлых участков.

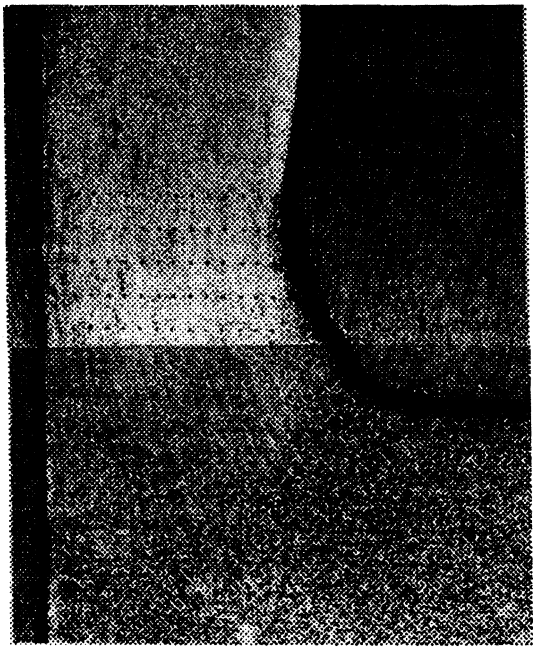


Рис. 1. Микроструктура крупных заусенцев (x100)

Необходимо отметить, что характер дефектов зависит от технологии получения заготовок лопаток. Так, для крупных непрерывных заусенцев, полученных в открытых вальцах, зафиксировано интенсивное течение металла в зону заусенца с одновременным измельчением зерен (рис. 1). В некоторых случаях, как в крупных, так и мелких заусенцах возникают узкие участки сильно текстурированного металла, выходящие из зоны перехода тела лопатки в заусенец и направленные в тело лопатки (рис. 2). И, наконец, в мелких заусенцах микроструктура в большинстве случаев идентична микроструктуре материала тела лопатки с наличием слабо травящихся участков (рис. 3).

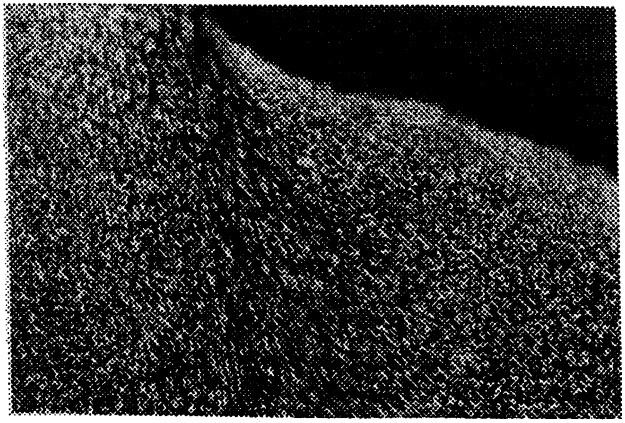


Рис. 2. Участок локальной текстуры (x500)

Изменение микроструктуры предполагалось использовать для определения границ дефектной зоны, которую требуется удалить иглофрезерованием. Однако, полученные результаты металлографического анализа (за исключением микроструктуры, представленной на рис. 1) нельзя трактовать однозначно. Поэтому дополнительно были использованы результаты исследования микротвердости зон заусенцев. Полученные данные позволили установить заусенцы трех типов: крупные, с ярко выраженным упрочнением; мелкие с разупрочнением непосредственно заусенца, но с упрочнением тела лопатки вблизи заусенца; мелкие с разупрочнением заусенца без упрочнения тела лопатки. Анализ расположения точек повышенной микротвердости позволяет определить необходимый припуск для снятия заусенцев иглофрезерованием. Этот припуск следует снимать под углом $\psi/2 = 45...55^0$ к основной поверхности полки лопатки. Это обеспечит гарантированное удаление как заусенца, так и дефектного слоя без повреждения тела лопатки.

С целью повышения качества поверхности был разработан способ обработки [3]. На рис. 4 представлена схема иглофрезерования для удаления заусенцев. Ось 1 иглофрезы 2 устанавливают параллельно обрабатываемой кромке 3 заготовки 4. Инструменту 2 сообщают вращение V со стороны поверхности 5 заготовки 4. Затем иглофрезу 2 прижимают к кромке 3 с образованием установочного угла $\beta=35...45^0$ между линией, параллельной боковой поверхности 6 заготовки 4, и линией, проходящей через кромку 3 и ось вращения 1 иглофрезы 2. Инструменту 2 сообщают движение подачи S вдоль кромки заготовки 4. После обработки обеспечивается полное удаление заусенцев.

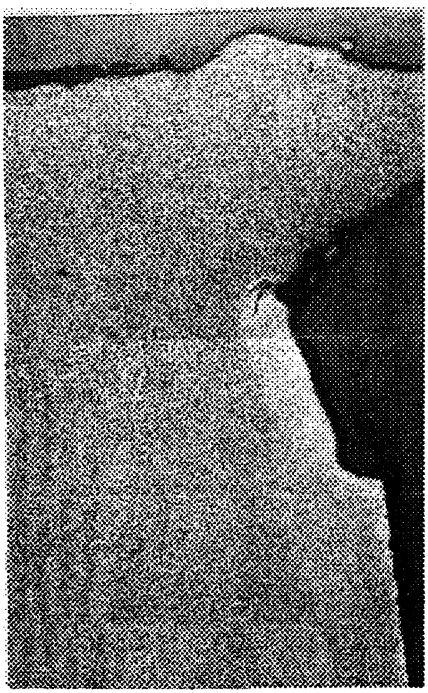


Рис. 3. Микроструктура мелких заусенцев (x100)

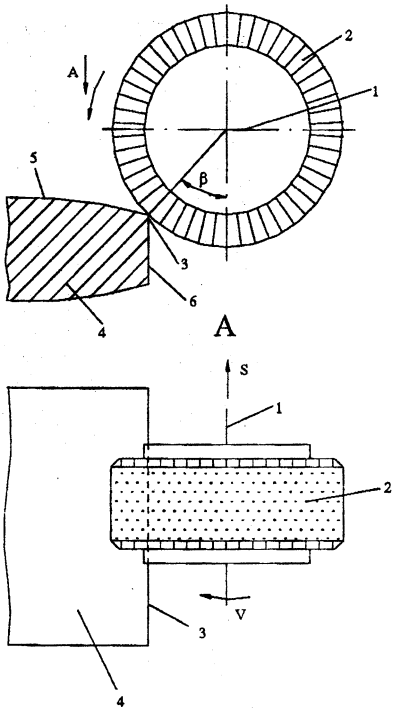
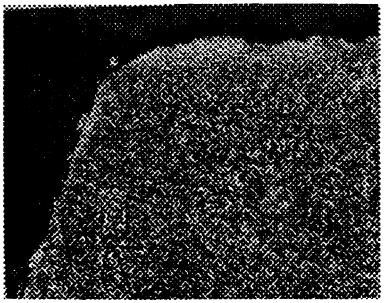


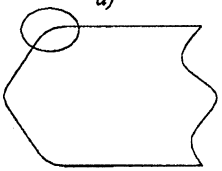
Рис. 4. Схема способа иглофрезерной обработки лопаток: 1 — ось, 2 — иглофреза, 3 — обрабатываемая кромка, 4 — лопатка, 5 — боковая поверхность лопатки, 6 — кромка заготовки

На рис. 5 представлены микроструктуры поверхностного слоя после снятия заусенцев на различных участках лопатки.

Вторая задача сводилась к обработке торцовой поверхности листовых заготовок из стали 20Х13. Обработку осуществляли торцовой иглофрезой на станке мод 6Р13. Использовали фрезу диаметром $D_{фр}$ = 150 мм, вылетом проволочных элементов $L_{зл}$ = 20 мм и диаметров проволочных элементов d = 0,5 мм. Для определения взаимного расположения иглофрезы относительно обрабатываемой поверхности, обеспечивающего удаление заусенцев, регулировкой стола станка изменяли положение обрабатываемой заготовки (рис. 6). Рас-

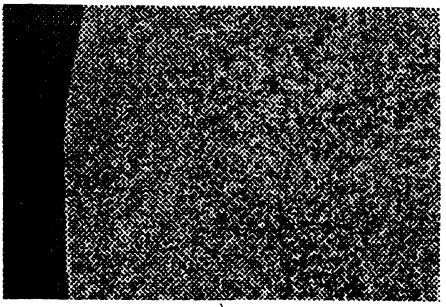


а)

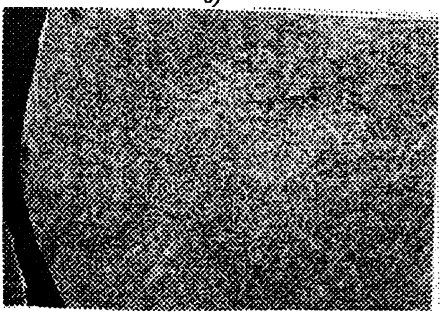


б)

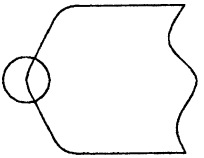
Рис. 5. Поверхностный слой лопатки после обработки:
а) x500, б) анализируемый участок поверхности лопатки



в)



г)



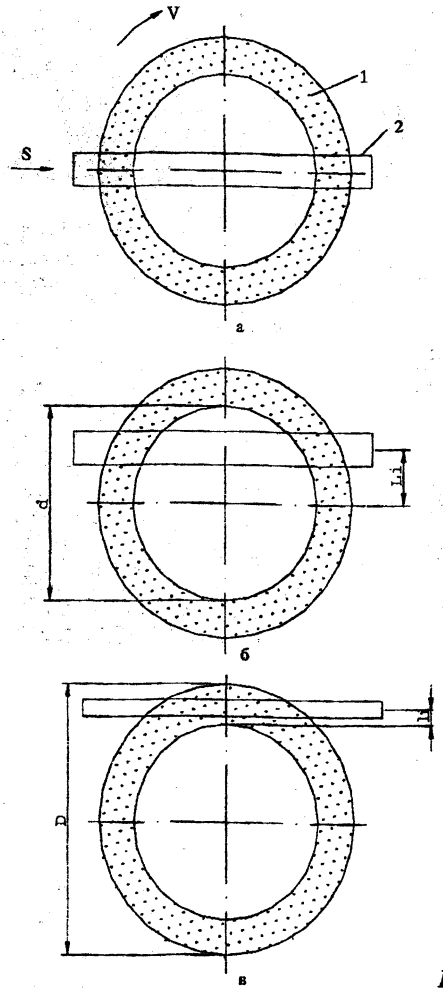
д)

Рис. 5, продолжение: в) x500, г) x700,
д) анализируемый участок поверхности лопатки

стояние L_i = 0; $d/2$ изменяли с шагом 10 мм, расстояние $l_i = d/2$; $D/2$ — с шагом 5 мм.

Наихудший результат, с точки зрения удаления заусенцев, был получен при реализации схемы, представленной на рис. 6,а. Наилучший результат — при реализации схемы, изображенной на рис. 6,б.

В результате определения влияния параметров режима иглофрезерования на качество поверхности были выявлены оптимальные значения: скорость резания V= 90…100 м/ми; S= 0,8…1,0 м/мин; натяг в системе иглофре-



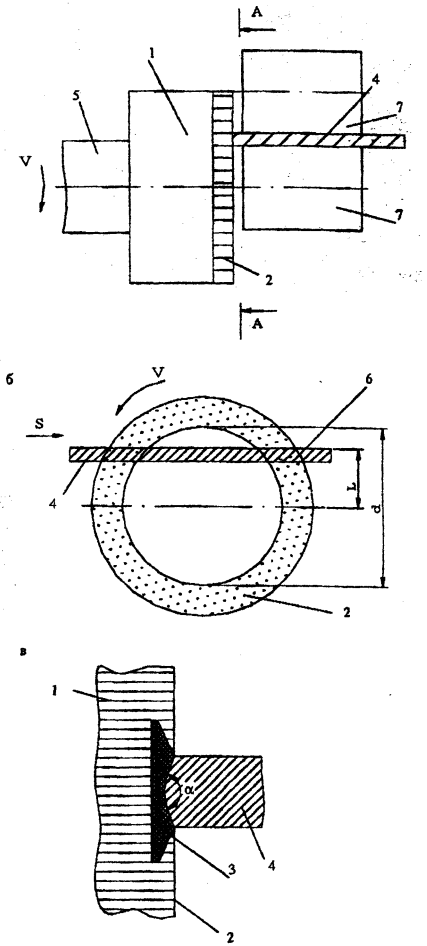


Рис. 6. Схемы положения иглофрезы относительно обрабатываемой поверхности:
1 — рабочая поверхность иглофрезы;
2 — обрабатываемая поверхность

Рис. 7 Схема способа обработки торцов иглофрезерованием:
1 — иглофреза, 2 — рабочая поверхность иглофрезы,
4 — обрабатываемая заготовка, 5 — ось вращения иглофрезы, 6 — обрабатываемая поверхность (торец заготовки),
7 — подающие ролики

за — обрабатываемая поверхность i = 2,0...2,5 мм. На основании полученных результатов был разработан способ, обеспечивающий повышение производительности обработки путем одновременного иглофрезерования двух кромок боковой поверхности заготовок [4]. На рис. 7 представлена схема разработанного способа. Инструмент 1 устанавливают рабочей поверхностью 2 со стороны боковой поверхности 3 заготовки 4. Указанные поверхности 2 и 3 располагают параллельно друг другу. Ось вращения 5 иглофрезы смещают относительно заготовки таким образом, чтобы расстояние L от наиболее удаленной оси 5 кромки 6 заготовки 2 до упомянутой оси 5 было меньше половины наименьшего диаметра d рабочей поверхности 2 иглофрезы 1 $L<d/2$ (см. рис. 7,а). Иглофрезе сообщают вращение, а заготовке 4 с помощью роликов 7 — подачу S. Инструмент прижимают рабочей поверхностью 2 к боковой поверхности 3 заготовки 4 (см. рис. 7,б). За счет кругового рабочей подачи иглофрезы и упругого охвата проволочными элементами инструмента обеих кромок боковой поверхности заготовки происходит удаление заусенцев на обеих кромках с формированием на боковой поверхности 3 заготовки угла α (в поперечном сечении заготовки $\alpha = 110...120^0$). Смещение оси 5 иглофрезы относительно заготовки 4 указанным выше образом позволяет уменьшить натяг, необходимый для удаления заусенцев за счет улучшения условий резания. Величина смещения определяется характером, видом, размерами стружкообразования при иглофрезеровании; видом, размерами и происхождением заусенца; направлением взаимодействия проволочных элементов с боковой поверхностью заготовки. Характер стружкообразования зависит от обрабатываемого материала. Параметры заусенца определяются типом и режимами предшествующей обработки, формирующей заусенцы. Направление взаимодействия проволочных элементов с боковой поверхностью заготовки зависит от кривизны рабочей поверхности иглофрезы в зоне контакта с заготовкой, плотностью набивки проволочных элементов и др.

ЛИТЕРАТУРА

1. Серебрицкий П.П. Обработка деталей механическим щетками. — Л.: Лениздат, 1967. — 152 с. 2. Салуквадзе В.С., Коптев В.М. Иглофрезерная обработка поверхности металлов // Экспресс-информация, серия ХМ- 9. — М.: ЦНИТИхимнефтемаш, 1986. — № 2.— С. 8. 3. А.с. 1673310 СССР, МКИ³ В 23 С 3/12. Способ обработки заготовки / А.Л. Абугов, Н.Ф. Шутов, И.Л. Баршай, Ф.А. Бурцева (СССР). — №4646319/08; Заявлено 5. 12. 88; Опубл. 30. 08. 91; Бюл. № 32 // Открытия и изобретения. — 1991. — №32. — С. 55. 4. А.с. 1673310 СССР, МКИ³ В 23 С 3/12. Способ обработки заготовки / А.Л. Абугов,

Н.Ф. Шутов, И.Л. Баршай, Ф.А. Бурцева (СССР). — №4646319/08; Заявлено 5. 12. 88; Опубл. 30. 08. 91; Бюл. № 32 // Открытия и изобретения. — 1991. — №32. — С. 55.

УДК 621.787.4.07

В.А. Горохов

ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНАЯ ОСНАСТКА ДЛЯ РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ВИБРАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ ППД

Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники
Минск, Беларусь

Развитие обработки поверхностным пластическим деформированием (ППД) можно характеризовать 4 основными этапами. На первом этапе были применены накатывание шарами и роликами и выглаживание твердосплавными и алмазными наконечниками. При этом уменьшалась высота микронеровностей, изменялась их форма, увеличивалась несущая способность поверхностей, достигалось упрочнение подповерхностного слоя материалов деталей. А вот маслоемкость поверхностей была незначительной и не обеспечивала ряда эксплуатационных свойств (например, сопротивление схватыванию и задирам, легкость страгивания и плавность перемещения элементов соединений).

На втором этапе появилась вибрационная обработка ППД шарами и алмазными наконечниками с использованием специальных источников вибрации — виброголовок с различными приводами. При этом обеспечивалась регуляризация микрогеометрии поверхностей (ГОСТ 24773-81), одновременное обеспечение требуемых несущей способности и маслоемкости, более эффективное упрочнение подповерхностного слоя материала деталей. Но усложнилась и подорожала оснастка, увеличились затраты энергии (на привод виброголовок), появилось отрицательное влияние вибрации на оборудование, вибрации и шума на людей. Кроме этого виброобработка ППД этого уровня отличилась низкой производительностью, т.к. выполнялась одним инструментом.

Третий этап характеризовался появлением способов виброобработки ППД профильным инструментом [2] без источников вибрации — это удешевило оснастку, уменьшило энергозатраты на обработку, исключило отрица-

тельное влияние вибрации и шума. Появились также наклонные гладкие и профильные ролики с регулируемым углом наклона выпуклости [3]. Однако при всех положительных сторонах виброобработка ППД этого этапа была одноинстументной и низко производительной.

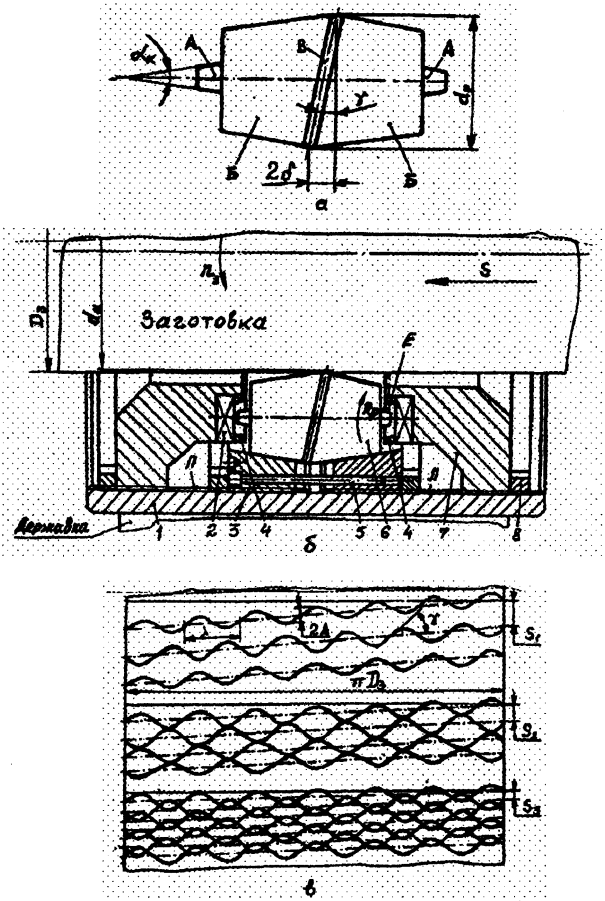


Рис. 1. Высокопроизводительное переналаживаемое приспособление для совмещения обработки ППД: а — ролик, б — устройство, в — следы обработки с различными подачами

На четвертом этапе развития стали широко использоваться многоинструментные высокопроизводительные приспособления с коническими роликами,

имеющими наклонную выпуклость [4,5], комбинированные устройства с самовращающимися зубьями для совмещенного образования РМР (несущая способность) и ЧМРМ (маслоемкость), срезания приканавочных наплывов и калибрования отверстий и наружных цилиндрических поверхностей [6] и др.

Для примера ниже описано одно из многоинструментных приспособлений [5], позволяющее вибронакатывать как наружные, так и внутренние цилиндрические поверхности. В качестве инструмента использованы конические ролики с наклонными выпуклостями.

Ролик (рис. 1 а) имеет две конические цапфы А с конусом α_k, две опорные конические поверхности Б и рабочую поверхность в виде выпуклости В диаметром d_p и осевым биением 2δ выпуклости, расположенной к оси вращения ролика под углом $\gamma = arctg(4\delta\pi / d_p)$, где 2δ — биение (размах) колебания выпуклости, $2\delta = 2A$ (здесь 2А — амплитуда наносимых роликом синусоид), d_p — диаметр рабочей поверхности (выпуклости) ролика, $d_p = \lambda / \pi$ (здесь λ — длина волны наносимых синусоид).

Устройство для вибронакатывания наружных цилиндрических поверхностей (рис. 1 б) состоит из оправки 1, упорных шарикоподшипников 2, конических втулок 3, колец сепаратора 4, направляющих пальцев 5, конических роликов 6, упорных втулок 7 и контргаек 8.

При относительном вращении заготовки, размещенной в трехкулачковом патроне, с частотой $n_з$ устройство, установленное державкой в резцедержателе токарного станка перемещается с подачей S в осевом направлении. Ролики 6, размещенные своими коническими цапфами в радиальных пазах Е колец сепаратора 4 и опирающиеся коническими опорными поверхностями на рабочие поверхности конических втулок 3, вращаются с частотой n_p и наносят на обрабатываемую поверхность следы в виде синусоид с амплитудой 2А (рис. 1 в), длиной волны $\lambda = \pi d_p$ и углом γ наклона. Кольца сепаратора 4, воспринимающие осевые нагрузки на ролики 6, опираются на упорные шарикоподшипники 2, размещенные в упорных втулках 7.

Для регулирования и переналадки устройства конические втулки 3 установлены на цилиндрических правой П и левой Л резьбах оправки 1 и соединены направляющими пальцами 5. При вращении оправки они, меняя свое осевое положение, сдвигаются или раздвигаются без относительного поворота, так как удерживаются от относительного вращения пальцами 5. Втулки 7 также установлены на резьбовых поверхностях оправки 1 и, в целях регулирования зазора между коническими цапфами А роликов и радиальными пазами колец с наклоненными под $\alpha_k / 2$ стенками, а также компенсации износа, при вращении меняют свое осевое положение. Стопорение втулок 3 и 7 в заданных осевых положениях осуществляется контргайками 8.

Кольца сепараторов 4 имеют несколько комплектов радиальных пазов и при износе одного комплекта ролики цапфами переустанавливаются в другой комплект пазов, потом в третий и т.д.

Глубина h наносимых канавок, степень сглаживания исходных неровностей поверхности, степень и глубина упрочнения подповерхностного слоя материала зависят и регулируются натягом $i = D_э - d_и$ для наружных цилиндрических поверхностей и $i = d_и - D_э$ для отверстий, где $d_и$ — диаметр расположения выпуклостей роликов устройства (рис. б). В зависимости от подачи S на поверхности могут наноситься либо частично регулярные микрорельефы — ЧРМР с системой непересекающихся (подача S_1), касающихся (подача S_2) и пересекающихся (подача S_3) канавок (виды 3,4 и 5 по ГОСТ 24773-81), либо полностью регулярный микрорельеф — ПРМР, либо ЧРМР+ПРМР, обеспечиваемых за два прохода при различных значениях S и i. Обеспечение несущей способности (ПРМР) и маслоемкости (ЧРМР) поверхностей требуемых значений положительно сказывается на износостойкости деталей, сопротивлении схватыванию, прирабатываемости, прочности посадок с натягом и других эксплуатационных свойствах деталей и соединений машин [1]. Описанное устройство может переналаживаться под разные диаметры деталей. Модификацией изображенного на рис. устройства является устройство для обработки отверстий [5].

Таким образом, на четвертом этапе развития ППД достигнута высокая производительность совмещенного вибронакатывания несколькими роликами комбинированных устройств, обеспечено требуемое качество, несущая способность и маслоемкость поверхностей, достигнуты энергосбережение и экологическая безопасность, сокращены затраты на оснастку за счет исключения потребности в виброголовках, гибкости (переналаживаемости) предложенных устройств на разные размеры обрабатываемых поверхностей и компенсации износа инструмента.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горохов В.А. Технология обработки материалов. — Мн.: Беларуская навука, 2000. — 439 с. 2. Горохов В.А. Ролик. А.с. СССР № 876395, 1979. 3. Горохов В.А. Устройство для вибронакатывания поверхностей. А.с. СССР № 1682145, 1991. 4. Горохов В.А. Устройство для отделочно-упрочняющей обработки. А.с. СССР № 1764970, 1992. 5. Горохов В.А. Многороликовое устройство для вибронакатывания. А.с. СССР № 1803314, 1992. 6. Горохов В.А. Комбинированный инструмент для регуляризации микрорельефов. А.с. СССР № 1792823, 1992.

УДК 531.717

В.А. Горохов

НОВЫЕ СПОСОБЫ КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТЕЙ

Белорусский государственный университет
информатики и радиоэлектроники
Минск, Беларусь

В рамках государственной программы ориентированных фундаментальных исследований РБ «Поверхность» (задание 57) проводятся исследования микрогеометрии технических поверхностей в виде шероховатости и регулярных микрорельефов (РМР). По ГОСТ 2789-73 предусмотрены параметры шероховатости поверхности, которые не позволяют характеризовать форму микронеровностей, например, в виде поднутренных неровностей (ПН), определять площадные параметры, характеризующие несущую способность и маслоемкость рабочих поверхностей деталей [1]. По ГОСТ 24773-81 параметры РМР не отражают наличие регулярных ПН (РПН) в виде приканавочных наплывов материала при образовании частично регулярных микрорельефов (ЧРМР), не предусмотрено метрологическое обеспечение РМР, т.к. считалось, что параметры РМР, его виды и типы обеспечиваются технологически путем задания параметров режима обработки. Сказанное выше приводило к несоответствию измеренных и фактических значений параметров шероховатости, спорам и недоразумениям при контроле деталей с РМР. В настоящее время предложены способы контроля микрогеометрии поверхностей и устройства для их осуществления, исключающие описанные выше недостатки.

Способы контроля микрогеометрии поверхности [2,4] позволяют контролировать поверхности вязкопластичных материалов с ПН и РПН. Сущность способов заключается в трассировании щупа в виде иглы, конус которой расположен наклонно с обеспечением угла 90° между образующей конуса и контролируемой поверхностью, по этой поверхности и фиксации тангенциального воздействия ее на щуп. При этом судят о наличии ПН, их высотных параметрах по отклонению шарнирно подвешенного щупа. Устройства [2,3,4] для реализации этого способа позволяют обеспечивать выявление не только наличия и высотных параметров ПН (РПН), но и частость их расположения на определенной площади поверхности.

Если при первом способе [2] требуется трассирование вдоль и поперек контролируемой поверхности, то при втором способе [4] достаточно одно трассирование под углом ω, например, относительно оси цилиндрической поверхности, $\omega = 30^\circ + arctg(S/\pi d)$, где S — подача резца на оборот заготовки, d

— диаметр поверхности. В выражении знак + соответствует вращению детали при контроле в направлении, совпадающем с направлением вращения заготовки при обработке, знак — принимают при вращении детали в обратном направлении. Второй способ позволяет повысить производительность контроля, который осуществляется за один проход и без каких-либо расчетов сразу определяет такую характеристику поверхности, как частость расположения ПН (РПН).

Описанные способы могут осуществляться на обычном металлорежущем оборудовании или с использованием стандартных профилографов-профилометров путем оснащения их специально изготавливаемыми устройствами с игольчатыми щупами, воспринимающими тангенциальное воздействие неровностей контролируемой поверхности. При этом обычная неровность дает небольшое отклонение щупа, которое не фиксируется отсчетно-регистрирующей частью устройства, а при встрече с ПН (РПН) щуп отклоняется на большие углы, фиксируемые прибором [2–4].

Описанные способы позволяют успешно контролировать поверхности вязкопластичных материалов, выявлять наличие на них ПН, определять их число на определенной поверхности и по предложенным зависимостям рассчитывать несущую способность и маслоемкость этих поверхностей. Способы позволяют исключать ошибки в расчетах этих параметров. При использовании обычных способов контроля фактические значений параметров могут отличаться от расчетных в 5...10 раз и даже более, что недопустимо и не позволяет обеспечивать прогнозируемые свойства деталей и соединений машин.

Наиболее высокую производительность и простоту контроля микрогеометрии (шероховатости, РМР) поверхности обеспечивает третий способ, в котором используется щуп, являющийся постоянным магнитом [5]. При этом способе регистрируется силовое воздействие контролируемой детали из ферромагнитного материала на щуп, поджимаемый к поверхности с силой P, которая определяется либо путем отрыва щупа от поверхности, либо по силе трения перемещения щупа-магнита по поверхности и по этой силе характеризуются параметры микрогеометрии и значения контактных напряжений σ_k, которые вычисляются по формулам:

$$\sigma_k = (P - G) / S_k,$$

$$\sigma_k = [(F / f) - G] / S_k,$$

где G — вес элементов устройства, приходящийся на щуп, S — площадь контакта щупа с поверхностью, f — коэффициент трения скольжения в контакте щуп-поверхность.

В предложенном способе использован принцип изменения силового взаимодействия щупа-магнита и материала детали при разных высотных параметрах нервностей поверхности, наличии системы канавок (ЧРМР), изменении прослойки воздуха, имеющего в десятки и сотни раз меньшие магнитную индукцию и проницаемость, что предопределяет пропорциональное изменение сил и напряжений поджима магнита к поверхности. Сущность способа иллюстрируют рис. 1 а, б. Из рассмотрения рисунков становится ясно, что с увеличением прослойки воздуха, сила и напряжения поджима щупа уменьшаются и что это можно связать как с высотой микронеровностей, так и с пустотами микрорельефа (впадинами и канавками на поверхности).

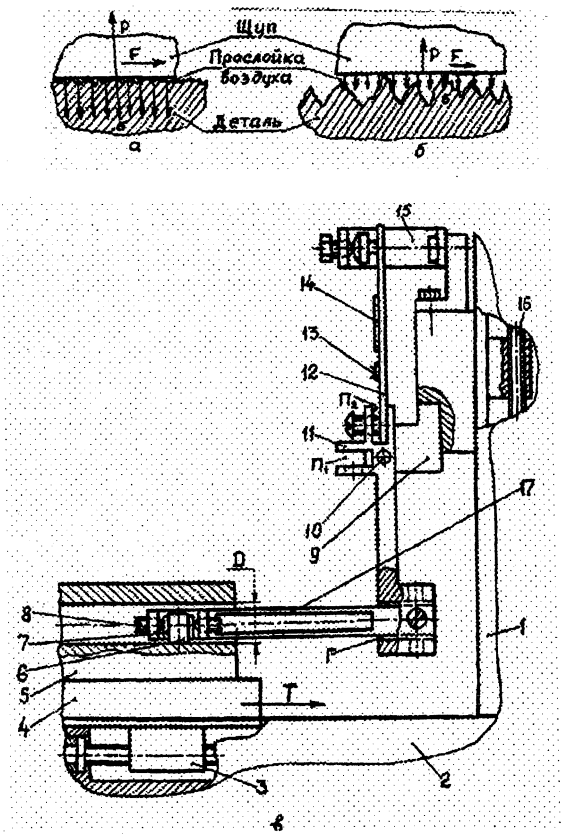


Рис. 1. Способ контроля микрогеометрии (а,б) и устройство, для контроля микрогеометрии отверстий (в)

Устройство (рис. 1 в) для контроля состоит из стойки 1, корпуса 2 с винтовой передачей 3 перемещения стола 4, на котором устанавливается контролируемая деталь 5, щупа-магнита 6 с подвеской в виде планок 7 из немагнитного материала и винтов 8 с коническими рабочими торцами, размещенного в пазу ползуна 9 на оси 10 качающегося рычага 11, регулируемого упора 15 в виде винта или Г-образного кронштейна с винтом, винтовой передачи 16 вертикального перемещения ползуна в направляющих типа «Ласточкин хвост» стойки 1, тяги 17, используемой для определения напряжения при контроле микрогеомерии отверстий малого диаметра. На рисунке изображено устройство, настроенное на контроль отверстий диаметром D. Щуп-магнит 6 при этом должен иметь контактную поверхность в виде элемента цилиндра радиусом $r = D/2$.

Контроль осуществляется с помощью тяги 17, в пазу которой с помощью пластин 7 и винтов 8 установлен щун-магнит 6. Тяга 17 размещается своим концом в отверстии Г рычага 11, повернутого на оси 10 в вертикальное положение. Закрепление (подвеска) тяги выполнено винтами 8 с возможностью качания. Пластина 12 установлена в пазу $П_2$ рычага 11, а в качестве упора 15 использован Г-образный кронштейн с винтом, торцевая сферическая поверхность которого упирается в пяту пластины 12.

Деталь 5 закреплена на столе 4 и при контроле перемещается в направлении Т путем вращения в правую сторону маховика винтовой передачи 3 с левой резьбой, размещенной в корпусе 2. При этом прогиб пластины 12 будет пропорционален силе трения F, по которой можно определить напряжения σ_k, фиксируемые отсчетно-регистрирующей частью устройства. Это обеспечивается наклеенным на пластину тензорезистором 14, выводными концами соединенным с колодкой 13, с клемм которой снимаются пропорциональные прогибу пластины 12 электросигналы. Эти сигналы регистрируются и фиксируются отклонением стрелки показывающего прибора отсчетно-регистрирующей части устройства.

Устройство можно настроить по эталонам на контроль шероховатости и РМР, а также непосредственно на оценку несущей способности поверхности или ее маслоемкости.

Предложенные и описанные способы контроля качества поверхностей и контрольные приспособления можно считать шагом вперед в метрологическом обеспечении шероховатости и РМР. Развитие теории микрогеометрии поверхностей, создание новых способов и оснастки для контроля дают право ставить вопрос о переработке и дополнении ГОСТов на шероховатость и РМР поверхностей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горохов В.А. Технологические пути улучшения качества и свойств прецизионных деталей. — М.: СНИО СССР, 1990. — 70 с. 2. Горохов В.А. Способ контроля качества поверхности и устройство для его осуществления. А.с. СССР № 1226008, 1985. 3. Горохов В.А. Устройство для контроля качества поверхностей. А.с. СССР № 1665216, 1991. 4. Горохов В.А. Способ контроля микрогеометрии поверхности и устройство для его осуществления. Патент РБ № 3936, 2001. 5. Горохов В.А. Способ контроля шероховатости поверхности (варианты) и устройство для его осуществления. Патент РБ № 4069, 2001.

УДК 621.9.025.01

С.Н. Григорьев, В.Д. Гурин, А.В. Геранюшкин

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СОСТОЯНИЯ КОНЦЕВЫХ ФРЕЗ В ПРОЦЕССЕ РЕЗАНИЯ

Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»
Москва, Россия

На сегодняшний день одной из актуальных проблем в технологическом процессе механической обработки материалов, является контроль и диагностика состояния режущего инструмента в процессе резания, являющиеся составной частью информационного обеспечения автоматизированного производства. Исследования по диагностике режущего инструмента свидетельствуют о многообразии параметров, которые при различных условиях резания отображают состояние инструмента и оборудования. Поэтому из зоны резания необходимо получать информацию о процессе с целью выбора параметра (диагностического признака) в наибольшей степени изменяющегося при соответствующем изменении величины, принятой за критерий отказа режущего инструмента.

Определение наиболее информативных диагностических признаков при концевом фрезеровании титановых сплавов в настоящей работе осуществлялось с учетом особенностей конструкции концевого инструмента.

К особенностям концевых фрез необходимо отнести:

- наличие винтовых стружечных канавок, расположенных под углом $\omega = 32°$ к оси инструмента;
- величина переднего угла γ, определяющая положение передней поверхности относительно главной режущей кромки;

• величина заднего угла α, определяющая положение винтовой задней поверхности.

Перечисленные особенности концевого фрезерного инструмента, предполагают проведение исследований или на реальном инструменте, что приводит к неоправданно большому расходу концевых фрез, или на сменных режущих пластинах, моделирующих реальный зуб концевой фрезы и имеющих аналогичную геометрию. Поэтому была разработана методика проведения стойкостных и силовых исследований на специальном инструменте, воспроизводящем один зуб концевой фрезы с винтовой стружечной канавкой (рис. 1). Инструментальная оснастка представляет собой корпус 1 и сменную режущую пластину 2 из быстрорежущей стали, имитирующую зуб концевой фрезы.

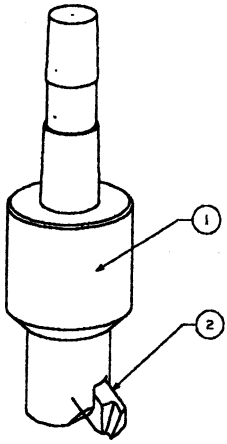


Рис. 1. Специальная инструментальная оснастка, моделирующая работу концевой фрезы

Геометрические параметры сменной режущей пластины были выбраны с учетом особенностей обработки титановых сплавов и соответствовали следующим значениям:

Таблица 1

γ	α	ω	φ_1	α_1	f
5°	12°	32°	3°	15°	0,8...1,0 мм

Сменная многогранная пластина была построена на основе создания твердотельной модели в среде UNIGRAPHICS NX, позволившей реализовать сложное пересечение винтовых передних и задних поверхностей с учетом требуемой геометрии концевого инструмента.

В настоящий момент в связи с развитием компьютерной техники появляется большое количество систем преобразования аналогового сигнала на базе компьютера. Так как система диагностирования режущего инструмента представляет собой измерительный комплекс по сбору и обработки экспериментальных данных, наиболее важным качеством должна являться возможность совмещения на базе одного компьютера нескольких инструментов, таких как измерительная аппаратура аналогового сигнала и система обработки данных, связанных между собой в единую систему.

В МГТУ «СТАНКИН» на кафедре «Высокоэффективные технологии обработки» (ВТО) была создана система контроля и диагностики состояния режущего инструмента и процесса резания на базе аппаратуры National Instruments и пакета прикладных программ графического программирования LabVIEW. Данный комплекс обладает возможностью осуществлять функции множества измерительных приборов различного назначения, а также функции обработки результатов измерений, т.е. представлять результаты измерений тех величин, которые наиболее полно характеризует изменения, происходящие в процессе резания и состоянии инструмента. Система реализована на базе стандартного компьютера, работающего под управлением операционной системы Windows, многофункционального аналогово-цифрового синхронизирующего устройства DAQPad-6020E и устройства согласования сигнала SCXI модульного типа, обеспечивающего прием аналогового сигнала в широком диапазоне. Данный комплекс обеспечивает высококачественные измерения без потери точности на высоких скоростях опроса и коэффициентах усиления, а также расширенные возможности синхронизации для гибкости системы ввода-вывода сигналов. Функциональные возможности определяются наличием 12-ти битного аналогово-цифрового преобразователя, с производительностью работы до 100 тысяч отсчетов в секунду. DAQPad-6020E имеет модульную схему, поэтому легко компонуется и настраивается используемым программным обеспечением.

Комплекс позволяет обрабатывать разнообразные виды сигналов. Все действия по настройке и работе контрольно-измерительного комплекса обеспечиваются с помощью прикладных программ LabWIEW. Программное обеспечение, разработанное в среде графического программирования LabVIEW, основано на языке программирования G и используется для ввода/вывода, обработки, анализа и визуализации сигналов систем контроля и управления. Составление программы происходит из графических объектов, именуемых виртуальными приборами, взамен традиционного написания большого объема текста.

Исследования по диагностике состояния концевых фрез проводились на станке ВМ127 при помощи измерительного комплекса и методики, разрабо-

танной на кафедре ВТО. В качестве обрабатываемого материала использовался титановый сплав ВТ — 20.

В результате проведенных исследований были получены осциллограммы составляющих силы резания F_v и F_h при встречном фрезеровании. Составляющие силы рассматривались как векторы, действующие на зуб фрезы в двух системах прямоугольных координат с общим центром. Векторы F_v и F_h принадлежат системе координат, координатные оси которой перемещаются параллельно сами себе (квазинеподвижная система). Векторы F_y и F_z находятся в координатных осях, вращающихся относительно квазинеподвижной системы вместе с зубом фрезы. По полученным значениям составляющих силы резания F_v и F_h, находились значения составляющих F_y и F_z.

По найденным мгновенным значениям составляющих силы резания, находили коэффициент чувствительности (информативности) по следующей зависимости:

$$k = \frac{F_{(h=0)}}{F[h]},$$

где k — коэффициент чувствительности; $F_{(h=0)}$ — значение исследуемого диагностического параметра при износе $h = 0$; $F[h]$ — значение исследуемого диагностического параметра при допустимом износе режущего инструмента.

Далее находили коэффициент чувствительности для каждого выбранного параметра и выбирали наибольший. Как показало дальнейшее изучение процесса концевого фрезерования титановых сплавов, этого было недостаточно для нахождения наиболее оптимального косвенного диагностического признака. Полученные осциллограммы составляющих силы резания F_v и F_h за определенное время работы инструмента, показывают, что даже за очень короткий промежуток времени (10 секунд) при работе острозаточенным инструментом, сила F_h ведет себя нестабильно. В определенный момент времени происходит ее почти двукратное увеличение, а потом резкое уменьшение и постепенное возрастание до величины предшествующей этому скачку.

Это поведение повторяется с определенным периодом и может быть связано с налипанием стружки на переднюю поверхность режущей пластины. В тоже время составляющая силы резания F_v ведет себя стабильно на всем промежутке времени работы инструмента. Опираясь на эти данные и учитывая величину коэффициента чувствительности, можно рекомендовать для выбора наиболее информативного косвенного диагностического признака при концевом фрезеровании титановых сплавов составляющую силы резания F_v.

ЛИТЕРАТУРА

1. Синопальников В.А., Григорьев С.Н. Надежность и диагностика технологических систем. Учебник. — М.: ИЦ МГТУ «СТАНКИН», Янус-К, 2003. — 331с. 2. Синопальников В.А., Еременко И.В. Диагностика процесса резания и инструмента. — М., 1991. — 127 с. 3. Гурин В.Д., Синопальников В.А. Методика расчета силовых параметров для диагностирования концевых фрез // Производство. Технология. Экология: Тр. международной научно-практической конф. Т.3. — М.: МГТУ «СТАНКИН», 2001. — С. 741–743. 4. Алешин С.В., Гурин В.Д., Геранюшкин А.В. Диагностика состояния концевых фрез при обработке резанием титановых сплавов // Производство. Технология. Экология: Сборник трудов конференции. — М.: МГТУ «СТАНКИН», 2003. — С. 403–407. 5. Геранюшкин А.В. Диагностика состояния концевых фрез при обработке титановых сплавов // Ресурсосберегающие технологии в машиностроении. Материалы III Всероссийской научно-практической конференции 2003 г. — Алтайский гос. техн. ун-т, БТИ. Бийск, 2003. — С. 15–19.

УДК 621.941

В.А. Данилов, Р.А. Киселев

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ ПАЗОВ НА ТОРЦАХ ДЕТАЛЕЙ ПО СХЕМЕ С НЕПРЕРЫВНЫМ ДЕЛЕНИЕМ

Полоцкий государственный университет
Новополоцк, Беларусь

Обработка пазов на торцах деталей типа индукторов антиблокировочной системы (АБС) автомобилей обычно производиться дисковыми фрезами по методу прерывистого деления на универсальных фрезерных станках, оснащенных делительными головками. Более эффективной по точности и производительности обработки, а так же степени автоматизации данной операции является схема формообразования пазов по методу непрерывного деления с помощью резцовых головок или специальных режущих инструментов, в частности, секторного типа [1]. Такой инструмент за каждый оборот позволяет формировать один паз, что обеспечивает высокую производительность процесса обработки.

В статье рассматривается схема формообразования прерывистых поверхностей в виде пазов на торцах деталей, по которой инструменту 2 и заготовке 1 сообщают согласованные вращательные движения вокруг скрещивающихся под прямым углом осей (рис. 1) [2]. За счет параметров L и λ установки инструмента обеспечивается требуемая ориентация пазов. Он выполнен в виде резцового сектора, режущие зубья которого спрофилированы по форме паза или имеют меньшую ширину и расположены в определенном угловом секторе. Инструмент установлен эксцентрично относительно оси вращения, благодаря чему обеспечивается плавное возрастание подачи на зуб при врезании и ее уменьшение при окончании обработки паза.

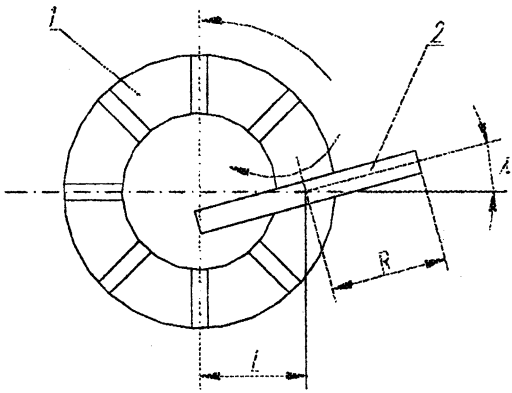


Рис. 1. Кинематическая схема обработки пазов

Данная схема формообразования может быть реализована на широкоуниверсальных зубошлицефрезерных станках для расширения их технологических возможностей или на специальном оборудовании. Из экономических соображений зачастую целесообразно применение универсальных станков. Однако это требует проведения теоретических и экспериментальных исследований для обеспечения динамической устойчивости процесса обработки пазов, который по динамическим характеристикам отличается от типовых процессов обработки на зубошлицефрезерных станках. Это обстоятельство может отрицательно влиять на основные показатели динамического качества станка: запас и степень устойчивости, чувствительность к внешним воздействиям, быстродействие (время затухания переходных процессов) и др. [3].

В этой связи при использовании универсальных станков практически важно применять благоприятный по динамике метод обработки, а также обес-

печить возможность управления ею за счет параметров схемы резания и инструмента с исключением необходимости изменения конструкции станка.

Теоретический анализ динамики процесса резания при обработке пазов дан в [2]. Данная работа посвящена её практической реализации.

Для уменьшения динамических нагрузок и крутильных колебаний в приводе известны следующие пути [4], которые реализованы в новой технологии формообразования пазов на торцах деталей:

1. Отстройка от резонанса, т.е. выполнение за счет режимов резания условия

$$f_C \gg f_U \quad \text{или} \quad f_C \ll f_U, \tag{1}$$

где f_U — частота врезания режущих зубьев инструмента; f_c — собственная частота системы привода, исполнительных органов станка;

$$f_C = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2 e}}; \tag{2}$$

где J_1 — момент инерции шпинделя с заготовкой; J_2 — момент инерции инструмента; e — податливость упругой связи динамической системы привода.

Из (2) следует, что выполнение условия (1) технически просто может быть обеспечено без изменения конструкции узлов станка за счет параметров инструмента, определяющих его момент инерции.

2. Увеличение демпфирования привода, т.е. уменьшение коэффициента резонансного усилия, амплитуды и ускорения затухания колебаний при врезании и выходе инструмента, что обычно обеспечивается введением упругого элемента. В рассматриваемом случае это неприемлемо из-за необходимости обеспечения постоянного передаточного отношения между заготовкой и инструментом. Поэтому задача уменьшения амплитуды колебаний должна решаться путем плавного изменения нагрузки благодаря рациональному распределению срезаемого припуска между режущими зубьями инструмента. Это достигается при обработке секторным инструментом за счет его эксцентричной установки.

3. Выполнение условия замкнутости кинематической цепи:

$$\frac{M_1}{n f_C J_1}(1 - 2.1\cdot\eta)\sqrt{1 - \frac{\left(\dfrac{M_{TP} + M_0}{M_1}\right)^2}{(1 - 2.1\cdot\eta)^2}} \le 0{,}65, \tag{3}$$

где M_0 — постоянная составляющая крутящего момента; M_1 — амплитуда переменной части крутящего момента, имеющей вид импульсов с крутым задним фронтом; M_{TP} — момент сил трения, действующих на шпиндель; n — частота вращения шпинделя; η — относительное демпфирование динамической системы привода.

Если в (3) параметры, определяемые станком, рассматривать как постоянные, на которые нельзя воздействовать не изменяя его конструкцию, то имеем

$$\frac{M_1}{nf_C} C_1 \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{M_{TP} + M_0}{M_1}\right)^2}{C_2}} \le 0,65, \qquad (4)$$

где C_1 и C_2 — постоянные величины.

Из (4) следует, что управление динамикой процесса обработки по рассматриваемому критерию достигается за счет частоты вращения шпинделя.

Рассмотренные пути обеспечения динамической устойчивости процесса обработки пазов на торцах детали применены при создании инструментального оснащения (резцовых головок и режущих инструментов секторного типа) станков моделей ВС 50-9601 и ВС 30П-9253 производства Витебского станкостроительного завода «Вистан», а также реализованы при отработке на этих станках технологии нарезания плоского зубчатого контура индукторов системы АБС автомобилей.

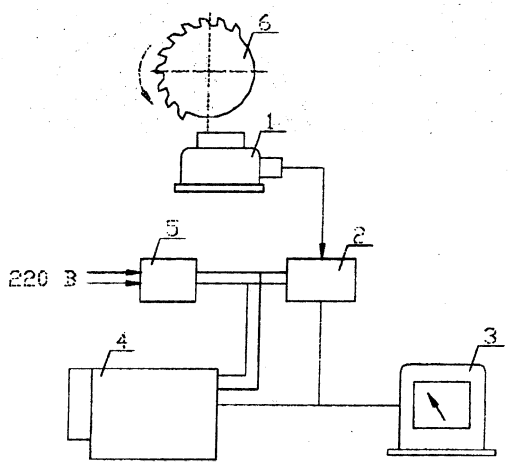


Рис. 2. Блок-схема комплекта аппаратуры для измерения сил резания

Для сравнительной оценки динамики процессов обработки пазов указанными инструментами и выбора из них рационального были проведены экспериментальные исследования. Использовался комплект аппаратуры для измерения сил резания, включающий (рис. 2) универсальный динамометр УДМ-1200 (1), тензометрический усилитель ТА-5 (2), светолучевой осциллограф Н-115 (4), блок измерительных стрелочных приборов (3), стабилизатор напряжения (5). Обработка осуществлялась инструментом (6) — секторным и резцовой головкой с одинаковыми параметрами режущих зубьев.

Исследования проведены на горизонтально-фрезерном станке модели 6Р81 резцовой головкой радиуса 80.5 мм и секторным инструментом такого же радиуса с расположением режущих зубьев на угле 180°. Количество режущих зубьев — 14. Экспериментальный комплекс для проведения исследований показан на рис. 3.

Рис. 3. Общий вид экспериментальной установки для исследования процесса обработки пазов

Пазы глубиной 3 *мм* и шириной 2 *мм* обрабатывались на заготовке с шириной венца 19.5 *мм* из материала АЛ3 обоими типами инструментов при частоте вращения 100 мин$^{-1}$, что соответствует скорости резания $V = 50.55$ *м / мин* и с подачей на зуб — 0.2 *мм*.

На рис. 4, а показано изменение главной составляющей сил резания при обработке резцовой головкой, а на рис. 4, б — эксцентрично установленным секторным инструментом. Глубина резания, приходящаяся на режущий зуб, в обоих случаях одинакова.

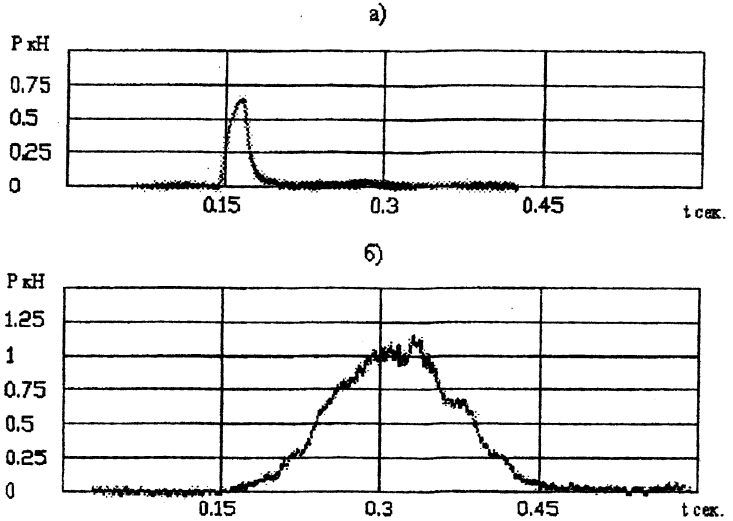


Рис. 4. Изменение главной составляющей силы резания при обработке пазов: а — резцовой головкой; б — секторным инструментом

Малое время контакта инструмента с заготовкой (0.06 *сек* при обработке резцовой головкой и 0.5 *сек* при обработке секторным инструментом) указывает на сходство характера изменения силы резания во времени с ударным действием.

Импульс S, сообщаемый ударяемому телу (заготовке), выражается зависимостью

$$S = \int_0^{\tau} P \quad (t) \quad dt \tag{5}$$

и равен площади фигуры, очерченной кривой P(t), (см. рис. 4).

На основании полученных осциллограмм установлены величины импульсов для главной составляющей силы резания по каждому типу инструмента:

— при обработке резцовой головкой импульс S_1, создаваемый одним режущим зубом, $S_1 \approx 0{,}0217 \quad кН \cdot сек$;

— для инструмента секторного типа импульс S_2, создаваемый за один его оборот, $S_2 \approx 0{,}171 \quad кН \cdot сек$.

Следует отметить, что для формирования одинаковых по глубине пазов, в первом случае необходимо сообщить инструменту в 15 раз больше импульсов, что обусловлено подачей на зуб, равной 0.2 *мм*. Следовательно, приведенная величина импульса S_1' в первом случае составит $S_1' \approx 0{,}304 \quad кН \cdot сек$.

Из сопоставления полученных результатов следует, что импульс S, необходимый для формирования паза секторным инструментом, в 1.78 раза меньше, чем суммарное количество импульсов, затрачиваемое на формирование такого же паза резцовой головкой. Этим, а также более длительным временем контакта инструмента с заготовкой можно объяснить отсутствие заметных динамических ударов при обработке в производственных условиях секторным инструментом на станках моделей ВС 50-9601 и ВС 30П-9253 пазов индукторов АБС автомобилей, высокую его стойкость, отсутствие выкрашивания режущих зубьев, имеющего место при обработке резцовыми головками.

Результаты исследований и произведенного опыта свидетельствуют о динамической устойчивости процесса обработки пазов на универсальных зубошлицефрезерных станках новым типом режущего инструмента. При этом рациональные схемы срезания припуска и его распределения между режущими зубьями секторного инструмента позволяют существенно уменьшить динамические нагрузки и крутильные колебания в приводе главного движения, снизить энергетические затраты и увеличить срок службы инструмента по сравнению с обработкой пазов резцовыми головками.

ЛИТЕРАТУРА

1. Патент 553 BY. МПК^7 B23C3/28. Инструмент для обработки пазов на торцах деталей /Данилов В.А., Киселев Р.А. (BY). — № 20010263; Заявл. 2001.11.06; Опубл. 2002.06.03. 2. Данилов В.А., Киселев Р.А. Оценка динамики процессов обработки прерывистых поверхностей по схеме с непрерывным делением // Наука и технологии на рубеже XXI века: Материалы Международной научно-технической конференции / Под ред. И.П. Филонова, Е.П. Сапелкина, Г.Я.Беляева — Мн.: УП «Технопринт», 2000. — С. 98–103. 3. Кудинов В.А. Динамика станков. — М.: Машиностроение, 1967. — 360 с. 4. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т. 2. / Под ред. Д.Н. Решетова — М.: Машиностроение, 1972. — 520 с.

УДК. 621.94

Э.М. Дечко, В.К. Деревяшкин, А.В. Шевченко

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ СТАЛИ ТОРЦОВЫМИ ФРЕЗАМИ ПО НОРМАТИВНЫМ ДАННЫМ И РЕКОМЕНДАЦИЯМ ЗАРУБЕЖНЫХ ФИРМ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Представленные в 2000-2003 гг. на выставках «Металлообработка», «INTERTOOL», Москва, Минск, Targi Technologii Przemyslowych, Познань, Польша, конструкции металлорежущих инструментов и каталоги ведущих мировых производителей позволяют проследить определенные тенденции в развитии инструментальных материалов, совершенствовании и создании новых конструкций инструментов, расширении рекомендаций в каталогах по областям применения конкретных групп инструментов. Эти рекомендации, как правило, сопровождаются обширным иллюстративным материалом: разнообразные формы режущих пластин, геометрические параметры режущей части инструментов, графики, таблицы, фотографии видов износа инструментов в различных условиях работы, а также — методиками расчета оптимальных условий работы инструмента.

Подчеркивается, что из общих затрат на производство продукции только 3...5% составляют инструментальные расходы. Сокращение этих расходов имеет ограниченное влияние на себестоимость операции и не может сравниться с той экономией, которая достигается при увеличении количества производимых изделий. Известно, что наибольшее влияние на производительность оказывают подача и скорость резания, которые тесно связаны со стойкостью инструмента. Несмотря на это, повышение производительности полностью компенсирует увеличение расходов на инструмент [1, 2].

Для анализа различных параметров процесса обработки рассматривалась операция торцового фрезерования с использованием СМП. Сопоставлялись следующие параметры: уровень подач, скорости резания, частоты вращения шпинделя, затраты мощности на процесс резания, объемы металла, снимаемого в единицу времени.

Условия обработки. Рассчитывались режимы резания при торцовом фрезеровании плоскости с размерами L=300 мм, B=70 мм, из стали 45, $\sigma_в$=650 МПа. Получистовая обработка. Глубина резания t=5 мм. Стойкость фрезы T=90 мин, D=100 мм.

Расчеты выполнялись согласно рекомендаций фирм: ISCAR [3]; Frasen [4]; Mitsubishi Carbide [5]; МКТС [6]; Seco Selection [7] и справочника [8].

Применялись торцовые фрезы с многогранными твердосплавными пластинами, близкими по составу и подобными геометрическими параметрами. Механическое крепление пластин. Количество зубьев z = 6.

Подачи, согласно рекомендациям [3–8], составляли от 0,18 до 0,35 мм/зуб, рис.1, и от 1,08 до 2,10 мм/об, рис. 2.

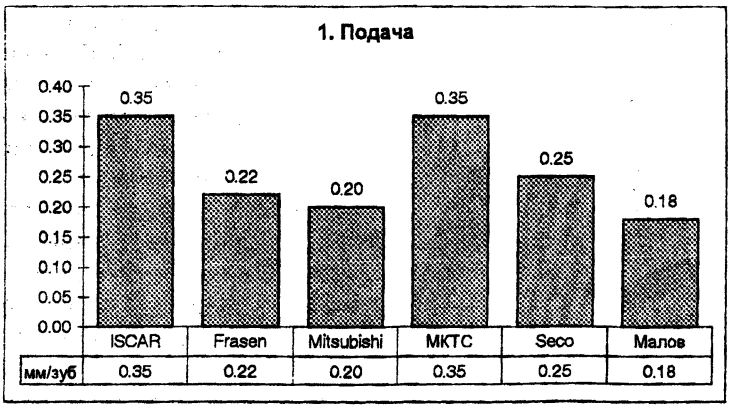


Рис. 1. Уровни рекомендуемых подач, мм/зуб

Подача на оборот — согласно рекомендациям [3–9], рис. 2.

$$S_0 = S_z \cdot z \cdot \qquad [3..9]$$

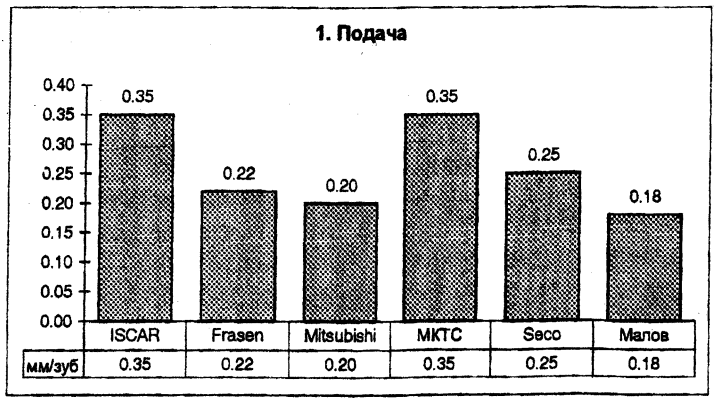


Рис. 2. Уровни подач, мм/об

Скорости резания выбирались соответственно по таблицам [3..7] и рассчитывалась по формуле [8]:

$$V = 230;\ 190;\ 200;\ 160;\ 155\ {}^{м}/_{мин}; \qquad [3..7]$$

$$V = \frac{C_V \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot S_z^y \cdot B^u \cdot z^p} \cdot K_V = 93{,}6 \text{ м/мин}, \qquad [8]$$

где C_V=332; q=0,2; x=1,0; y=0,4; u=0,2; p=0; m=0,2;

$K_V = K_{MV} \cdot K_{nV} \cdot K_{uV} = =1{,}67;$

$K_{MV} = \frac{75}{45} = 1{,}67;\ K_{nV} = 1{,}0;\ K_{uV} = 1{,}0 \cdot$

Уровни скоростей, рекомендуемые фирмами ISCAR [3] и Mitsubishi [5], являются большими в сравнении с остальными источниками.

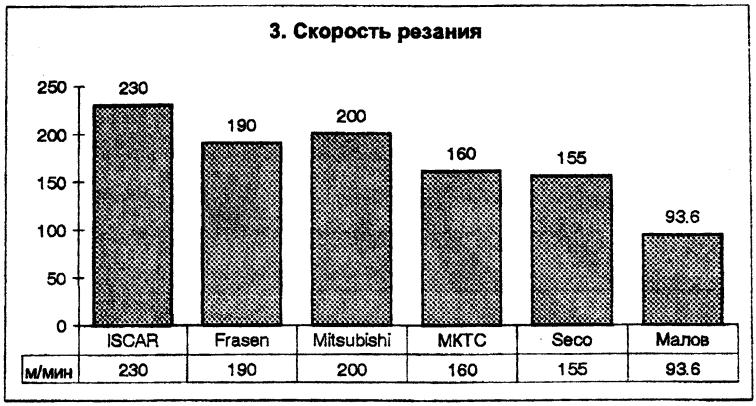


Рис. 3. Уровни скоростей резания

Уровни соответствующих им чисел оборотов шпинделя приведены на рис.4.

Силы резания рассчитывались по формуле [3]..[8]:

$$P_Z = \frac{C_P \cdot t^x \cdot S^y \cdot B^u \cdot z}{D^q} \cdot K_P,$$

где C_p=825; x=1,0; y=0,75; u=1,1; q_p=1,3.

$K_P = K_{MP} = \left(\frac{\sigma_B}{750}\right)^{n_P};\quad n_P = 0{,}3;\ K_P = \left(\frac{450}{750}\right)^{0,3} = 0{,}86 \cdot$

Pz = 9990; 7050; 6560; 9990; 7760; 3900; 6070 Н [3..8].

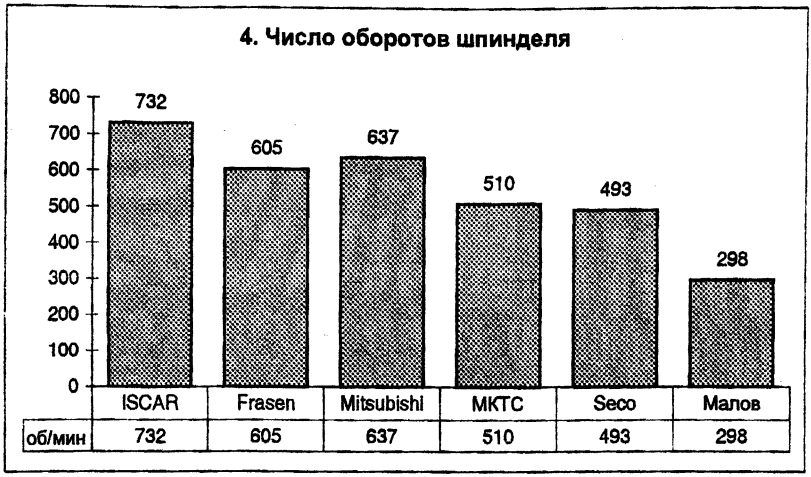


Рис. 4. Уровни чисел оборотов шпинделя

Определяем мощность резания / $N = P_z \cdot n$ /, соответственно имеем N = 7,3; 4,3; 4,2; 5,1; 3,8; 1,8 кВт [3..8].

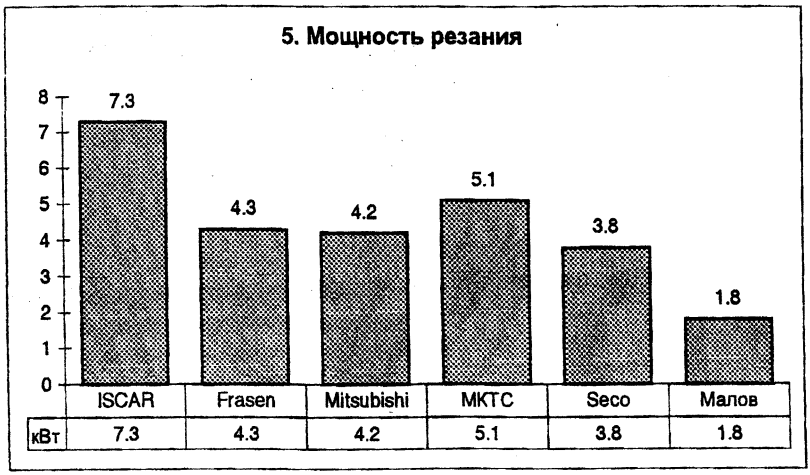


Рис. 5. Уровни необходимой мощности резания

Более высокие мощности станков требуются для реализации режимов резания, рекомендуемых фирмами ISCAR и МКТС (рис.5).

Для сравнения производительности обработки при фрезеровании рассматривались объемы снимаемого материала в минуту, см³/мин (рис. 6):

$$W = \frac{B \cdot t \cdot S_{мин}}{1000} = \frac{B \cdot t \cdot S_o \cdot n}{1000}, \text{ см}^3/\text{мин}$$

W= 538; 279,5; 267,5; 374,9; 258,8; 112,6 см³/мин [3..8].

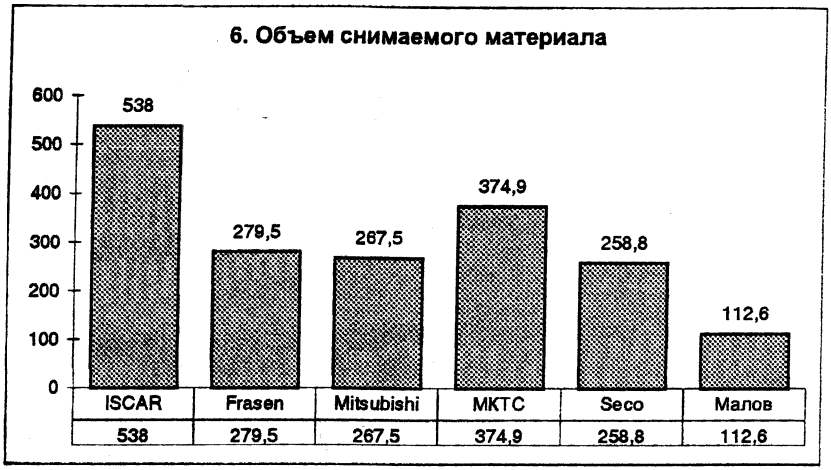


Рис. 6. Объем снимаемого материала в минуту

Таким образом, анализ полученных гистограмм показал следующее:

— уровень подач для фирм ISCAR и МКТС является наиболее высоким;

— уровень скоростей резания, рекомендуемых фирмами ISCAR и Mitsubishi, выше при стойкости 90 мин;

— большие мощности резания при использовании инструментов фирм ISCAR и МКТС связаны с большими величинами рекомендуемых подач;

— наибольший съем металла в единицу времени обеспечивается при использовании рекомендаций справочника [3].

Приведенные сравнительные данные, рис.7, могут служить для предварительного выбора инструмента той или иной фирмы. Для окончательного принятия решения, естественно, требуются стоимостные оценки.

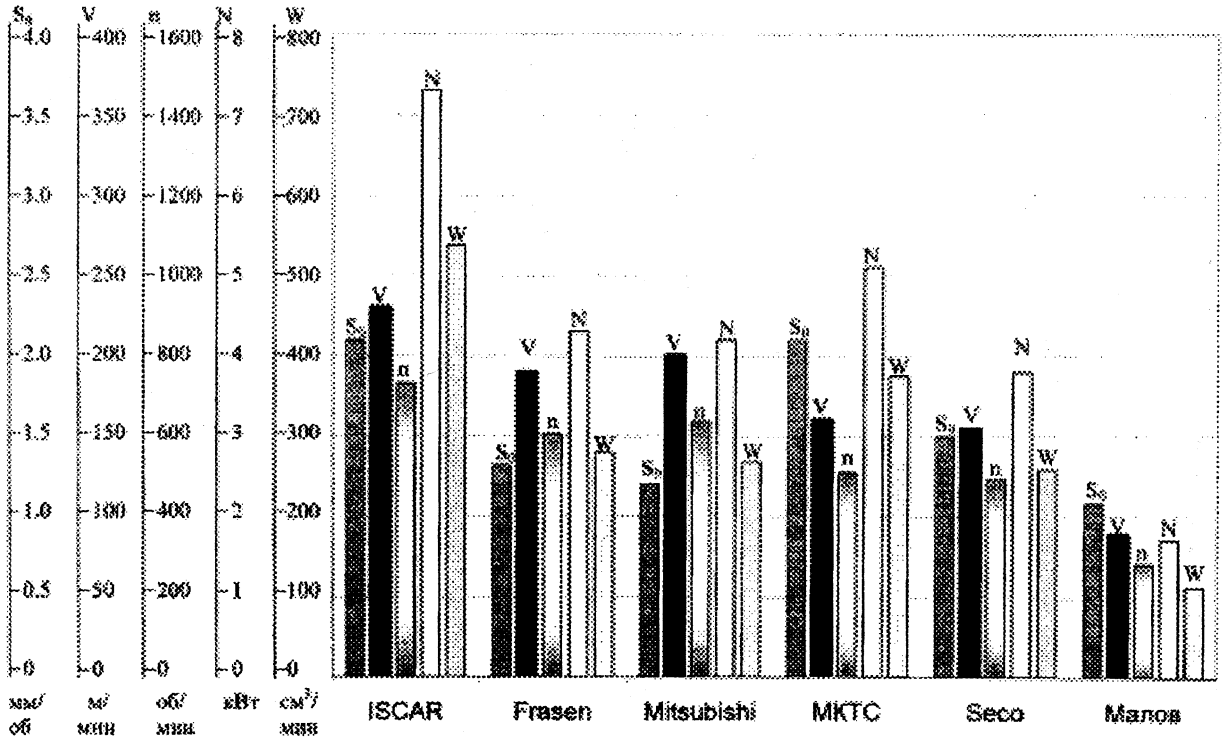


Рис. 7. Сводный график сопоставляемых параметров

ЛИТЕРАТУРА

1. KENNAMETAL HERTEL. Обзор производственной программы. Режущий и вспомогательный инструмент. 2000 г. 2. SANDVIK COROMANT. Металлообработка. Вращающийся инструмент. 2001. 3. Каталог ISCAR. 2001. 4. Каталог Frasen. 1999. 5. Каталог MITSUBISHI CARBIDE. GESAMTKATALOG 2002-2003. 6. Каталог МКТС. 1997. 7. Каталог Seco Selection. 2002. 8. Справочник технолога. Под ред. Малова. Т. 2 .– М., Машиностроение, 1972. — 568 с. 9. Общемашиностроительные нормативы режимов резания для технического нормирования работ на металлорежущих станках. Часть I. — М., Машиностроение, 1974. — 416 с.

УДК 621.9.011:517.962.1

С.С. Довнар

МКЭ-МОДЕЛИРОВАНИЕ ВРЕЗАНИЯ РЕЗЦА С ЗАКРУГЛЕННОЙ РЕЖУЩЕЙ КРОМКОЙ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Обрабатываемый материал возле режущей кромки наиболее напряжен и продеформирован. Исследовать его состояние экспериментально очень сложно. Наиболее перспективно численно-математическое моделирование методом конечных элементов (МКЭ) [1,2].

Известно, что процесс резания металлов является сочетанием стадии объемных деформаций и стадии локализованного скольжения [3,4]. При движении резца эти стадии меняют друг друга через промежутки порядка 10–100 мкм.

В настоящей работе с помощью МКЭ моделировалась первая от момента начала резания стадия объемной деформации. Стояла задача отследить объемные деформации до как можно большего перемещения резца. Особенностями моделирования являлись существенное закругление режущей кромки (ρ=60 мкм) и варьирование коэффициентом трения m на контакте между резцом и обрабатываемым материалом (от 0,05 до 1).

МКЭ-расчеты были выполнены для материала с модулем упругости $E=2\cdot10^5$ МПа и коэффициентом Пуассона ν=0,3. Учитывались пластичность и упрочняемость материала (предел текучести $\sigma_т$ = 750 МПа; критерий теку-

чести Губера-Мизеса; билинейный закон упрочнения при касательном модуле упрочнения $E_t = 2{,}5 \cdot 10^3$ МПа). Эти свойства близки к характеристикам высокоуглеродистых и легированных инструментальных сталей [5].

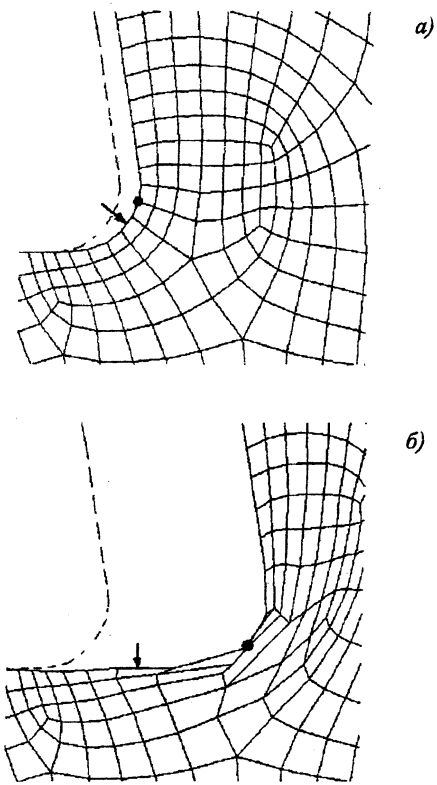


Рис.1. Деформация сетки конечных элементов при врезании резца на 20 мкм (а) и на 148 мкм (б) (исходное положение инструмента показано пунктиром; коэффициент трения μ=0,2)

Рассматривалась плоская упруго-пластическая статическая задача. Полагалось, что резание является низкоскоростным (например, протягивание или развертывание). Поэтому температурные и динамические эффекты не учитывались [2].

Зона резания была представлена сеткой четырехугольных 8-узельных конечных элементов. Эти элементы обеспечивают квадратичную интерполя-

цию перемещений и поэтому обладают хорошей точностью. Сетка конечных элементов была сгущена возле закругления режущей кромки.

Глубина резания равнялась 200 мкм, а толщина стружки — 400 мкм. Режущий инструмент моделировался как абсолютно жесткий с передним углом $\gamma = 10°$ и задним углом $\alpha = 30°$. Малый задний угол имитировал наличие на задней поверхности резца площадки износа.

Резец перемещали шагами по 25 мкм. На каждом шаге путем итерационной процедуры находилась серия промежуточных решений. Достигнутые в очередном решении напряжения и деформации служили начальными в следующем решении. МКЭ-расчет производился с учетом геометрических нелинейностей.

Между резцом и зоной резания располагались контактные конечные элементы. Они позволяли автоматически определять протяженность контакта и обеспечивали скольжение обрабатываемого материала по инструменту. Силы трения учитывались через коэффициент трения μ. При моделировании ему назначали величины $\mu = 0{,}05$ (качественное износостойкое покрытие или проникновение в контакт высокоэффективной СОЖ), $\mu = 0{,}2$, $\mu = 0{,}5$ (т.н. пластическое трение) и $\mu = 1$ (прилипание обрабатываемого материала к резцу).

МКЭ-расчеты показали, что картина напряженно-деформированного состояния устанавливается после врезания очень быстро. Для этого достаточно 5–10 мкм перемещения резца. Дальнейшее движение резца на всем прослеженном участке вносило в поля напряжений и деформаций только количественные изменения.

На рис.1, а представлена сетка конечных элементов возле закругления режущей кромки при относительно малом перемещении резца U=20 мкм (μ= 0,2). Моделируемый материал не перемещается через границы конечных элементов и сетка не перестраивается. Поэтому сетка конечных элементов может служить естественной координатной сеткой для оценки деформаций. На рис.1, а элементы близки к равносторонней форме. С закруглением режущей кромки контактируют 8 конечных элементов.

На рис.1, б показано состояние сетки после перемещения резца U=148 мкм. Большего перемещения проследить не удалось из-за нарастающих искажений формы конечных элементов (крайняя сплющенность и перекосы) и связанного с этим расхождения итерационного процесса.

Основная особенность деформаций на рис.1, б — элементы соскальзывают с закругления режущей кромки. Они уходят или вверх по передней поверхности («в стружку»), или вниз и влево в новый поверхностный слой («в деталь»).

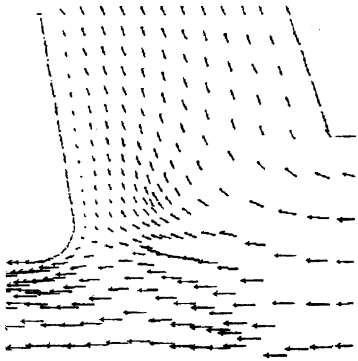


Рис.2. Векторы перемещения материальных точек в зоне резания относительно резца (ход резца U=50 мкм, коэффициент трения μ=1)

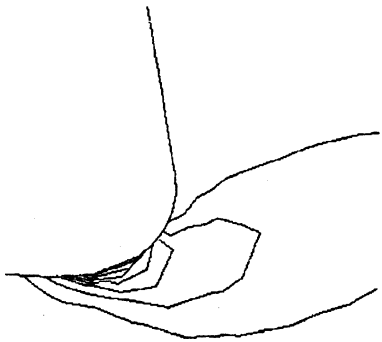


Рис.3. Концентрация пластической деформации под закруглением режущей кромки для хода резца U=50 мкм и коэффициента трения μ=1(в максимуме интенсивность деформаций ε_i = 1,78; шаг между изолиниями $\Delta\varepsilon_i$ = 0,225)

Например, элемент, отмеченный стрелкой, перемещается с середины закругления (рис.1, а) под заднюю поверхность инструмента (рис.1, б). Вместо восьми элементов перед закруглением режущей кромки остается только два (отмечены точкой на рис. 1 а, б).

Это идет процесс разделения материала припуска на стружку и новый поверхностный слой детали. Место разделения примерно соответствует точке на рис.1 а, б. Ниже этого места материал подминается закруглением режущей кромки в поверхностный слой детали. Следовательно, закругление режущей кромки работает как инструмент ППД.

Рис.1,б показывает также, что объёмные пластические деформации не способны довести процесс разделения до конца. Конечные элементы на режущей кромке сильно вытягиваются, сплющиваются, начинают терять реалистичную форму, но не расцепляются. В действительности объемная деформация должна на время сменяться локализованным скольжением [1,3] . Оно и обеспечит окончательное разделение слоев материала перед режущей кромкой.

Процесс разделения материала наблюдался при всех условиях моделирования. На рис.2 для сильного трения (μ = 1) и хода резца U = 50 мкм показаны векторы перемещения материальных точек в зоне резания. Видны медленный поток материала «в стружку», быстрый поток «в деталь», а также застойная область на контакте с резцом.

Соответствующее распределение интенсивности пластической деформации ε_i приведено на рис.3. Возле вершины резца обнаруживается очаг максимальных деформаций. Он контактирует с нижней третью закругления режущей кромки и, соответственно, лежит прямо под местом разделения материала. В этом очаге интенсивность деформаций достигает ε_i = 1,78 (логарифмическая деформация; ход резца U = 50 мкм, μ = 1). Для малого трения на контакте (μ = 0,05) интенсивность деформаций несколько меньше ε_i = 1,18.

При уменьшении трения место разделения материала на закруглении режущей кромке поднимается вверх, к передней поверхности. Снижение коэффициента трения μ с 0,5 до 0,05 приводит к подъему места разделения примерно на четверть дуги. Следовательно, при уменьшении трения возрастает подминающе-выглаживающее действие закругления режущей кромки.

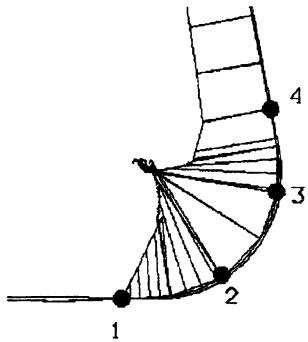


Рис.4. Эпюра давлений на контакте закругления режущей кромки и обрабатываемого материала (максимум 2560 МПа в секторе 2–3)

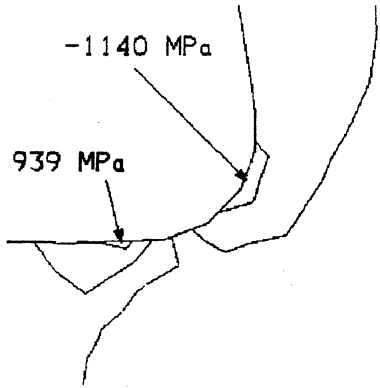


Рис.5. Картина среднего напряжения $\sigma_{ср}$ ($\sigma_{ср}$ = -1140 МПа в области объемного сжатия; $\sigma_{ср}$ = 939 МПа в области объемного растяжения)

Контактная поверхность возле места разделения является высоконагруженной. На рис.4 показана эпюра давлений (μ = 0,05; для остальных коэффициентов трения эпюры подобны). В секторе 2–3 (место разделения) наблюдается пик давления. Оно достигает здесь 2560 МПа, что более чем втрое превосходит предел текучести $\sigma_т$ = 750 МПа. Выше точки 4 (передняя поверхность резца) давление находится на уровне 1100–1400 МПа. От точки 2 к 1 давление монотонно падает до нуля. Здесь контакт резца и обрабатываемого материала завершается.

Итак, выявлена локальная перегруженность контакта на середине закругления режущей кромки. Это существенно, в том числе и для прочности инструмента.

На рис.5 приведена картина среднего (гидростатического) напряжения $\sigma_{ср}$. Перед закруглением режущей кромки выявляется область объемного сжатия ($\sigma_{ср}$ = -1980 МПа). Под задней поверхностью резца обнаруживается область объемного растяжения ($\sigma_{ср}$ = 1740 МПа). Она весьма опасна с точки зрения поверхностных разрушений. Приведенные величины $\sigma_{ср}$ соответствуют сильному трению (μ = 1). При понижении μ до 0,05 области объемного сжатия и растяжения ослабевают примерно в полтора раза (до –1140 МПа и 939 МПа соответственно).

Следовательно, снижение трения благоприятно. Оно уменьшает вероятность трещинообразования в поверхностном слое детали. Одновременно снижается нагруженность режущей кромки от действия области объемного сжатия.

Выводы:

1. Построена упруго-пластическая контактная МКЭ-модель зоны резания металла.

2. Виртуально отслежены объемные деформации обрабатываемого материала при врезании инструмента на расстояние порядка 2,5 радиусов закругления режущей кромки.

3. Выявлен процесс разделения металла перед закруглением режущей кромки на потоки «в стружку» и «в деталь».

4. Показано, что объемная деформация не обеспечивает полного разделения материала. Сплющенные и вытянутые микрообъемы металла перед режущей кромкой остаются сцепленными. Для завершения разделения необходимо локализованное скольжение, например, по фронтам сдвига.

5. Обнаружен локальный пик контактного давления на режущей кромке, соответствующий месту разделения. Это может быть существенно для прочности инструмента.

6. Выявлено, что закругление режущей кромки подминает в новый поверхностный слой около половины контактирующего с закруглением материала. Эффективность закругленной режущей кромки как инструмента ППД возрастает при снижении трения на контакте.

7. Возле режущей кромки МКЭ-моделированием обнаружены область объемного сжатия, область объемного растяжения, а также область концентрации объемных пластических деформаций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Довнар С.С. Трещинообразование при обработке металлов резанием // Машиностроение. — 1983. — №8. — С.33–36. 2. Довнар С.С. Численно-математическая модель для определения напряжений, возникающих при обработке металлов резанием // Известия АН БССР. Сер. физ.-техн. наук. — 1985. — № 2. — С.10–13. 3. Блэк. О механизме больших пластических деформаций. Электронная микроскопия металлических стружек // Труды АОИМ. Конструирование и технология машиностроения. — 1971. — № 2. — С.132–152. 4. Блэк. Пластинчатая структура и фронты сдвига, возникающие в процессе большой пластической деформации // Труды АОИМ. Конструирование и технология машиностроения. — 1972. — № 2. — С.311–321. 5. Полухин П.И., Гун Г.Я., Галкин А.М. Сопротивление пластической деформации металлов и сплавов. Справочник. — М.: Металлургия. 1983. — 352 с.

УДК 621.9.011:517.962.1

С.С. Довнар

НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ РЕЗЦА В ЗОНЕ ЗАКРУГЛЕНИЯ РЕЖУЩЕЙ КРОМКИ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Напряженно-деформированное состояние резца и зоны резания исследовалось неоднократно как экспериментальными, так и численными методами [1–3]. Однако еще не было уделено внимание ключевому месту в зоне резания — району вокруг закругления режущей кромки. Именно здесь происходит разделение обрабатываемого материала на потоки «в стружку» и «в деталь». В настоящей работе рассматривается преимущественно напряженное состояние резца в непосредственной близости к режущей кромке. Результаты получены с помощью моделирования методом конечных элементов (МКЭ).

Моделирование проводилось в упруго-пластической плоской постановке (плоская деформация, ортогональное резание). Резец имел передний угол $\gamma=10°$, задний угол $\alpha=30'$ (имитация площадки износа по задней поверхности), радиус закругления режущей кромки $\rho=60$ мкм. Толщина срезаемого слоя составляла 200 мкм. Учитывалась стружка перед резцом (коэффициент усадки стружки K=2).

Свойства материала резца были выбраны усредненными для всей группы твердых сплавов: изотропность, модуль упругости $E_1=4\cdot10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu_1=0{,}2$. Предполагалось чисто упругое поведение материала резца.

Обрабатываемый материал был принят упруго-пластическим со свойствами, усредненными для группы высокоуглеродистых и легированных сталей [4]: изотропные упругость и упрочнение, пластическое течение по критерию Губера-Мизеса, модуль упругости $E_2=2{,}1\cdot10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu_2=0{,}3$, предел текучести $\sigma_т=750$ МПа, касательный модуль упрочнения $E_t=2\cdot10^3$ МПа.

Применявшиеся конечноэлементные сетки показаны на рис.1 (представлен только район режущей кромки). Они сгущены вокруг закругления кромки.

Далее дугу закругления будем мысленно делить на трети (примерно по 30° в каждой): нижняя треть (примыкает к задней поверхности), средняя треть, верхняя треть (примыкает к передней поверхности инструмента).

Использованы четырехугольные 8-узельные элементы повышенной точности (квадратичная аппроксимация перемещений). На рис.1 слева вверху находится сетка инструмента, справа внизу — сетка детали. Инструмент получает

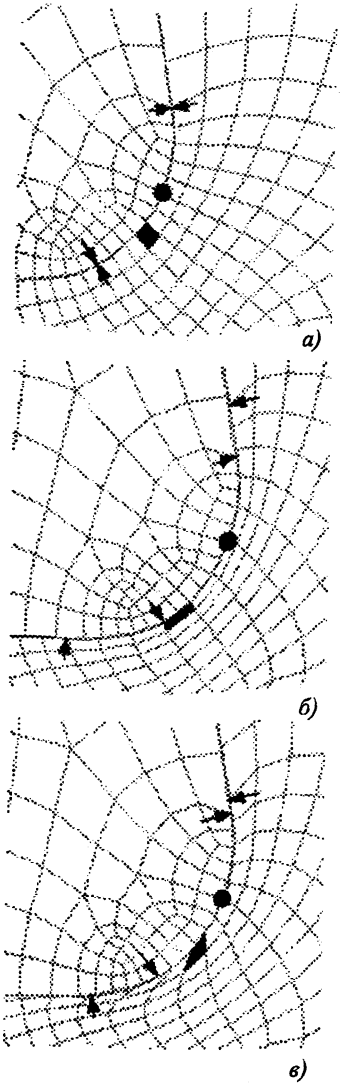


Рис. 1. Сетки конечных элементов резца и детали до врезания (а) и после врезания на 50 мкм для коэффициента трения μ=0 (б) и μ=0,5 (в)

перемещение U слева направо. На контакте инструмента и детали размещены линией специальные контактные элементы. Они допускают проскальзывание сеток и размыкание-замыкание контакта. Интерференция сеток (взаимопроникновение) автоматически предупреждается путем роста контактного давления.

Контактные элементы передают также касательные напряжения (сила трения) между сетками резца и детали. Были смоделированы два противоположных случая — свободное скольжение (коэффициент трения μ=0; обеспечен идеальным покрытием или смазкой) и схватывание между резцом и деталью (μ=0,5).

При врезании инструмента в деталь поля напряжений и деформаций устанавливаются очень быстро. Пробные расчеты показали, что для этого достаточно перемещения резца U=5-10 мкм. При дальнейшем врезании идет только количественный рост напряжений и деформаций без качественного перестроения картины. Представленные ниже результаты получены для врезания инструмента U=50 мкм.

МКЭ-моделирование производилось для случая низкоскоростного чистового резания. Поэтому температурные и динамические эффекты не учитывались.

Рис.1 отражает деформационную ситуацию возле режущей кромки. Показанные здесь сетки конечных элементов являются одновременно координатными сетками, так как через границы элементов моделируемый материал не перемещается.

Исходно (рис.1, а) узлы конечных элементов резца и детали почти совпадают. Две пары совпадающих узлов выделены двумя парами стрелок. Один из элементов детали на контакте выделен черным цветом. Он имеет почти квадратную форму.

В отсутствие трения (μ=0; рис.1, б) после врезания резца на 50 мкм приконтактные элементы детали подвергаются равномерному сплющиванию. Выделенный элемент на рис.1, б становится примерно вдвое тоньше и длиннее. Однако он сохраняет почти прямоугольную форму. Следовательно, деформация идет по двухосной схеме «растяжение» (вдоль контакта) — «сжатие» (перпендикулярно контакту).

Сетка резца не претерпевает видимых формоизменений. Поэтому узлы детали интенсивно скользят относительно инструмента. Верхняя пара стрелок на рис. 1, б расходится на 12 мкм, а нижняя — на 24 мкм. Между средней и верхней третями закругления режущей кромки обнаруживается место разделения (выделено черной точкой). Здесь узлы инструмента и детали остаются неподвижными относительно друг друга. Выше точки разделения обрабатываемый материал скользит по передней поверхности вверх «в деталь». Ниже точки разделения металл уходит вниз и влево под заднюю поверхность инструмента («в деталь»).

При схватывании на контакте (μ=0,5; рис. 1, в) деформация элементов детали идет весьма неравномерно. Точка разделения остается в прежнем положении. Выше нее проскальзывания и деформации невелики. Верхняя пара стрелок расходится только на 3 мкм. Это сказывается блокирующее действие трения, стремящегося создать перед инструментом застойную область.

Ниже точки разделения относительное скольжение ускоряется. Для нижней пары стрелок оно составляет 17 мкм. Деформация обрабатываемого металла идет, в основном, под нижней третью закругления режущей кромки. Здесь ведущей является схема стесненного сдвига. Поэтому выделенный конечный элемент приобретает форму вытянутого ромба.

На рис. 2 а,б представлены картины интенсивности напряжений s_i на закруглении режущей кромки. Высокий уровень σ_i указывает области, склонные к пластической деформации (критерий пластичности Губера-Мизеса). Картина σ_i важна с точки зрения устойчивости режущей кромки инструмента к пластической деформации (оседанию кромки). Рис. 2, а относится к случаю пренебрежимо малого трения (μ=0), а рис. 2, б — к случаю пластического трения (схватыванию) (μ=0,5). Цены изолиний на обоих рисунках одинаковы. Черный цвет соответствует $\sigma_i \geq 1600$ МПа.

В отсутствие трения σ_i концентрируется (темная область) в глубине режущего материала, примерно возле центра дуги закругления режущей кромки. Максимальный уровень σ_i составляет 1710 МПа. Вероятно, область концентрации σ_i заглублена из-за эффекта фокусирования нагрузок. Именно возле центра дуги закругления сходятся линии давления со всех участков закругления режущей кромки.

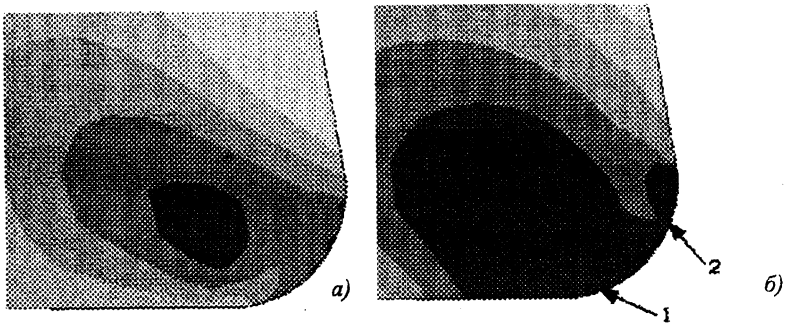


Рис. 2. Картины интенсивности напряжений σ_i в резце возле закругления режущей кромки для коэффициентов трения μ = 0 (а) и μ= 0,5 (б)

Ситуация на рис. 2, а представляется малоопасной в смысле пластического оседания режущей кромки. При перегрузке инструмента пластические деформации начнутся локально. Очаг деформаций (темная область) будет окружен упругим материалом. Общего пластического движения режущей кромки не произойдет, по крайней мере, в начале перегрузки резца.

Сильное трение (рис. 2, б) резко увеличивает опасность пластического течения. Темная область выходит на контактную поверхность и захватывает почти всю кромку. Пик интенсивности напряжений σ_i=2840 МПа (стрелка 1) лежит в нижней трети дуги закругления. Именно здесь ожидается начало пластического оседания кромки.

Стрелка 2 на рис. 2, б указывает локальное понижение уровня σ_i. Как раз здесь находится точка разделения потоков обрабатываемого материала «в стружку» и «в деталь».

Итак, для повышения устойчивости кромки к пластической деформации необходимо снижать контактное трение.

Известно, что твердый сплав склонен к хрупкому разрушению даже при небольших уровнях растягивающих напряжений. Поэтому оценим распределение максимального главного напряжения σ_1.

В отсутствие контактного трения (μ=0) напряжение σ_1 в районе закругления режущей кромки везде отрицательно. Следовательно, существует состояние объемного сжатия. Опасность хрупкого разрушения невелика.

Для случая схватывания (μ=0,5) картина σ_1 приведена на рис.3. На ней обнаруживаются область сжатия 1 (σ_1= -1080 МПа) и область растяжения 2 (σ_1= 162 МПа). Стрелки 1 и 2 имеют одинаковое положение на рис. 2, б и 3. Следовательно, область объемного сжатия 1 (рис.3) накрывает место вероят-

ного начала пластического течения Это положительно в смысле блокирования микроразрушений в ходе пластической деформации.

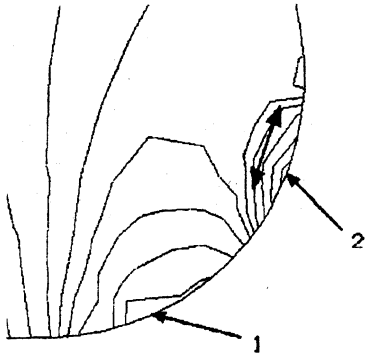


Рис. 3. Картина максимального главного напряжения σ_1 на закруглении режущей кромки для μ = 0,5 (в области 1 σ_1 = — 1080 МПа; в области 2 σ_1 =162 МПа)

Область растяжения 2 соответствует точке разделения обрабатываемого металла. Здесь напряжение σ_1 направлено (двойная стрелка) примерно параллельно контактной поверхности. Поэтому, есть возможность роста хрупкой трещины из области 2 перпендикулярно контактной поверхности. Такая трещина ведет к выкрашиванию всей закругленной части режущей кромки.

Уровень растягивающих напряжений в области 2 относительно невелик (σ_1 = 162 МПа). Однако хрупкому разрушению здесь должны способствовать пульсации контактных сил, характерные для схватывания. Итак, МКЭ-моделирование указавает на опасность разрушений в области растяжения 2 при условии сильного контактного трения.

Картина минимального главного напряжения σ_3 для случая μ=0,5 приведена на рис.4. Она подтверждает, что нижняя треть закругления режущей кромки находится в состоянии сильного объемного сжатия (σ_3 опускается здесь до –4120 МПа). Достигаемый уровень напряжения сжатия близок к пределу прочности на сжатие твердых сплавов.

На рис.4 представлена также эпюра давления по линии контакта (нормального контактного напряжения). Давление максимально в средней трети закругления режущей кромки (максимальное p = 2810 МПа). Большое расхождение между экстремумами напряжения σ_3 = -4120 МПа и давления p = 2810 МПа указывает, что в формировании σ_3 большую роль играют касательные контактные напряжения.

Эпюры давлений для коэффициентов трения μ=0 и μ=0,5 мало отличаются друг от друга.

Касательные контактные напряжения (удельные силы трения) для μ=0,5 отображены эпюрой на рис. 5. Стрелки показывают направление сил трения по отношению к резцу. В точке разделения (черная точка) наблюдается реверс направления сил трения (на эпюре меняется знак). Это подтверждает наличие процесса разделения металла.

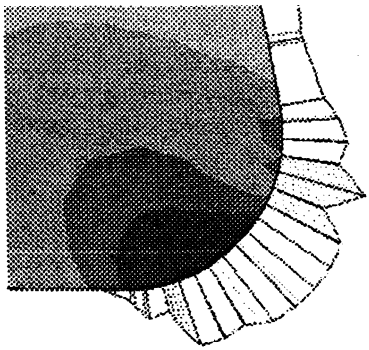


Рис. 4. Распределение минимального главного напряжения σ_3 (черный цвет соответствует минимуму σ_3 = — 4120 МПа) по закруглению режущей кромки и эпюра контактных давлений p (в максимуме p = 2810 МПа)

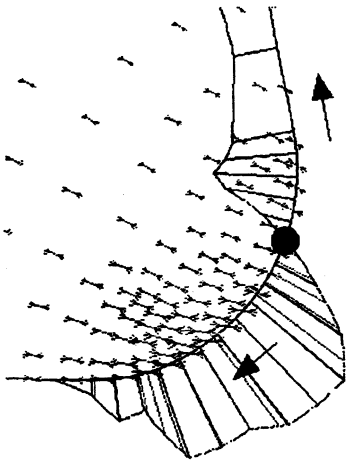


Рис. 5. Направления главного напряжения σ_3 внутри закругления режущей кромки и эпюра касательных напряжений на контакте

На рис.5 по телу резца показаны также малыми стрелками направления главного напряжения σ_3. Направления действия σ_1 будут им перпендикулярны. Стрелки σ_3 сходятся к нижней и средней третям закругления режущей кромки. Здесь же максимальны силы трения на эпюре. Следовательно, этот район является максимально нагруженным сжатием.

Выводы:

1. Для предотвращения пластического деформирования и хрупкого разрушения режущей кромки инструмента очень важно снижение трения на закруглении кромки (эффективные покрытия, смазка и т.д.).

2. В условиях сильного трения закругление режущей кромки склонно к пластическому оседанию. Вероятное место начала пластического течения — нижняя треть закругления (прилегающая к задней поверхности).

3. Для разных коэффициентов трения место разделения обрабатываемого материала на потоки «в стружку» и «в деталь» находится на резце между средней и верхней (прилегающей к передней поверхности) третями закругления режущей кромки.

4. В условиях сильного трения под местом разделения в инструменте возникает область локального растяжения. Она опасна с точки зрения хрупкого трещинообразования и последующего обрушения закругления режущей кромки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хает Г.Л. Прочность режущего инструмента. — М.:Машиностроение. 1975. — 168 с. 2. Довнар С.С. Численно-математическая модель для определения напряжений, возникающих при обработке металлов резанием // Известия АН БССР. Сер. физ.-техн. наук. — 1985. — № 2. — С.10–13. 3. Рамалингэм, Лен. Исследование распределения напряжений методом фотоупругости при прямоугольном резании // Труды АОИМ. Конструирование и технология машиностроения. — 1971. — № 2. — С.153–164. 4. Полухин П.И., Гун Г.Я., Галкин А.М. Сопротивление пластической деформации металлов и сплавов. Справочник. — М.:Металлургия. 1983. — 352 с.

УДК 621.9.022.001.24

И.И. Дьяков, А.И. Белицкая, А.В.Белицкий

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА РЕЗАНИЯ НА ПРОЦЕСС ОРЕБРЕНИЯ ПЛОСКИХ АЛЮМИНИЕВЫХ ТРУБ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

При образовании ребер на поверхностях плоских алюминиевых деталей необходимо обеспечить такие условия, при которых с достаточно высокой производительностью нарезаются ребра требуемой высоты и шага, а также гарантируется необходимая прочность их сцепления с основой и, в конечном итоге, получается оребренная поверхность с эффективными теплообменными свойствами.

Глубина резания, подача и скорость резания, оказывающие существенное влияние на все стороны любого процесса резания , несомненно, определяют характер физических процессов и при нарезании ребер на плоских алюминиевых деталях теплообменных аппаратов.

Поскольку процесс оребрения плоских алюминиевых труб фрезерованием обладает рядом особенностей, то невозможно воспользоваться количественными зависимостями между параметрами режима резания и, например, силами резания, полученными при традиционных процессах обработки алюминиевых сплавов. Для их установления требуется провести экспериментальные исследования.

За критерий оптимизации процесса оребрения были взяты величины составляющих силы резания P_X, P_Y, P_Z и качество оребрения, оцениваемое визуально. Опыты проводились на универсальном вертикально-фрезерном станке нормальной точности. На стол станка устанавливался динамометр УДМ-600 с закрепленной в нем заготовкой из алюминиевого сплава АД1. Опыты проводились без применения СОТС при следующих условиях: $\alpha=10^\circ$, $\Theta=6^\circ$, t=1 мм, $\Delta=2^\circ$, $\delta=28^\circ$, $S_n=0$, B=20 мм, S=63 мм/мин. Материал инструмента — углеродистая сталь У8А. Скорость резания изменялась от 44 до 352 м/мин, при диаметре планшайбы, с установленным резцом, d=350 мм.

Характер изменения составляющих силы резания от изменения скорости резания P_X, P_Y, $P_Z = f(v)$ при оребрении плоских поверхностей по схеме косоугольного резания соответствует изменению их при обработке алюминия традиционными методами. Силы резания при обработке алюминия и его сплавов имеют тенденцию к уменьшению с увеличением скорости резания [1]. При обработке этих материалов площадка контакта на передней поверх-

ности резца очень большая, что приводит к большим усилиям подачи, небольшой величине угла сдвига, очень толстой стружке и, как следствие, большей силе резания.

При оребрении с ростом скорости резания составляющие силы резания P_Y и P_Z уменьшаются (рис. 1), что свойственно обработке материалов, не склонных к наростообразованию. С увеличением скорости резания повышается температура в зоне резания, снижается коэффициент трения стружки о переднюю поверхность инструмента, что приводит к снижению составляющих силы резания P_Y и P_Z. Составляющая силы резания P_X с увеличением скорости резания практически не изменяется, поскольку нормальная сила со стороны задней поверхности инструмента остается по величине почти постоянной, а сила трения между задней и обработанной поверхностями, благодаря изменению коэффициента трения, изменяется незначительно.

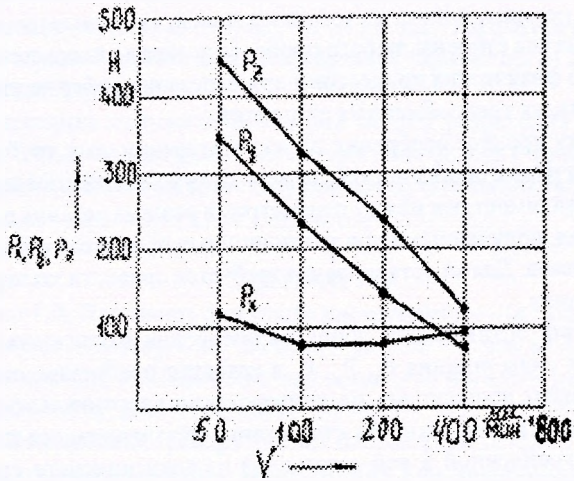


Рис.1. Зависимости сил резания от скорости

Таким образом, при оребрении плоских алюминиевых труб, как и в случае обычного резания алюминия, обработку целесообразно проводить с высокими скоростями резания, при которых силы резания ниже, а качество оребрения выше, так как, благодаря уменьшению коэффициента трения, образуемые ребра меньше вытягиваются в направлении вектора скорости резания и имеют более прочную связь с основой.

При изучении влияния продольной подачи на силы резания P_X, P_Y, P_Z эксперименты проводились при названных выше условиях. Скорость реза-

ния поддерживалась постоянной (v=44 м/мин), а подача изменялась в диапазоне от 44 до 137,5 мм/мин (1,0 — 3,125 мм/об). При нарезании ребер одним резцом, закрепленным на планшайбе, подача, выраженная в миллиметрах на один оборот инструмента, совпадает с шагом нарезаемых ребер.

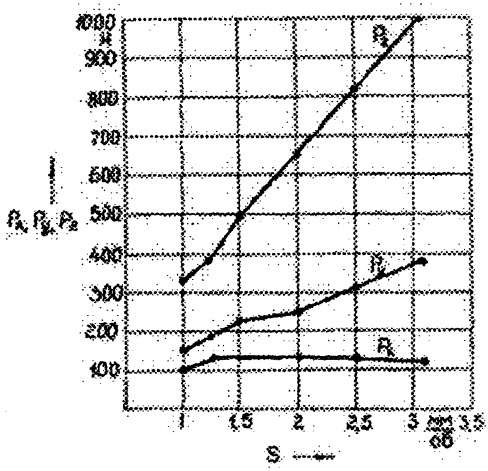


Рис. 2. Зависимости сил резания от подачи

С увеличением подачи от 1 до 3,125 мм/об сила резания P_z возрастает (рис.2), что объясняется увеличением площади среза, пропорционально подаче. Некоторое увеличение силы P_y можно объяснить незначительными увеличениями силы трения и площадки контакта стружки с передней поверхностью инструмента. Сила P_x остается ,практически, постоянной.

Когда шаг ребер менее одного миллиметра, стружка (ребро) получается очень тонкой и слабо сцепленной с основой. К тому же, образование ребер с таким шагом затруднительно, так как инструмент должен иметь минимальный угол заострения, а рабочие поверхности его тщательно доведены, что снижает прочность инструмента и удорожает его изготовление. Увеличение шага ребер свыше 2 мм приводит к росту толщины срезаемого слоя, увеличению площадки контакта стружки с передней поверхностью инструмента и, следовательно, к росту сил трения, что в итоге существенно увеличивает составляющие силы резания P_y и P_z.

При изучении влияния глубины резания условия резания сохранялись, а глубина резания изменялась в интервале от 0,5 до 2 мм (рис. 3). Как и следовало ожидать, с увеличением глубины резания составляющие силы резания

P_z и P_x возрастают, поскольку при этом толщина срезаемого слоя и, соответственно, его площадь увеличиваются. На величину силы P_y изменение глубины резания оказывает очень незначительное влияние.

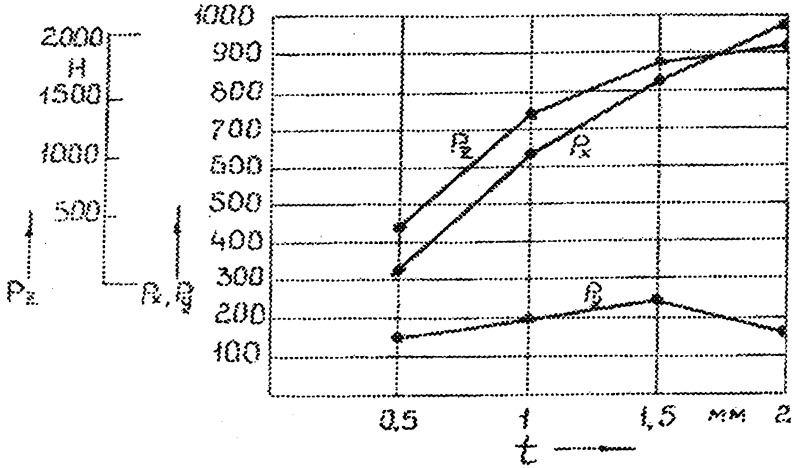


Рис. 3.Зависимости сил резания от глубины резания

Таким образом, оребрение плоских алюминиевых элементов целесообразно производить со скоростями резания свыше 400 м/мин, подачами свыше 1 мм/об и глубинами резания свыше 1,5 мм. В этом случае составляющие силы резания снижаются или растут очень незначительно, а ребра нарезаются с высокой производительностью, с хорошим сцеплением с основой, а оребренная поверхность получается с параметрами, обеспечивающими высокие теплообменные характеристики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Трент Е.М. Резание металлов. — М.: Машиностроение, 1980. — 263 с.

УДК 621.9.048.4

М.Г. Киселев, А.В. Дроздов, А.С. Словеснов

ВЛИЯНИЕ НИЗКОЧАСТОТНОГО ВИБРОУДАРНОГО РЕЖИМА НА КАЧЕСТВО ПОВЕРХНОСТИ ТВЕРДЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ РАСПИЛИВАНИИ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Одной из наиболее трудоемких операций при обработки твердых материалов, в частности, при изготовлении бриллиантов, является процесс механического распиливания заготовок. Кроме значительной производительности обработки необходимо обеспечение высокого качества обработанной поверхности, что вызвано стремлением сократить потери сырья на последующих стадиях обработки и увеличить стоимость обработанного изделия. Процесс распиливания кристаллов алмаза выполняется на распиловочном станке мод. ШП-2, конструкция которого не претерпела значительных изменений на протяжении значительного периода времени.

Известны попытки увеличить производительность процесса распиливания кристаллов алмаза и улучшить качество обработки путем сообщения вынужденных колебаний обрабатываемой заготовке или режущему инструменту [1,2]. В данных исследованиях колебания имели ультразвуковую частоту и сообщались конструкции с помощью магнитострикционных преобразователей. Из анализа полученных результатов были не выявлены аспекты положительного влияния ультразвука на показатели процесса механического распиливания кристаллов алмаза.

Целью данных исследований было исследование влияния низкочастотных колебаний с более значительной, чем при получаемых с помощью ультразвуковых преобразователей, амплитудой на качество распиливаемых поверхностей. Для этого была разработана виброударная распиловочная секция, позволяющая сообщать низкочастотную вибрацию обрабатываемой заготовке в процессе обработки. Ее конструкция характеризуется незначительными изменениями станка мод. ШП-2, что позволяет достаточно легко проводить модернизацию распиловочных станков алмазообрабатывающих предприятий республики.

В качестве вибропривода был использован микродвигатель постоянного тока мод. ДПМ-25-Н1-03. Для создания колебаний на выходном валу электродвигателя закреплялся уголок. С целью регулирования амплитуды коле-

баний на одном из его краев было выполнено отверстие для дополнительных грузов, которые представляли собой набор свинцовых пластинок. Схема экспериментальной установки представлена на рис.1.

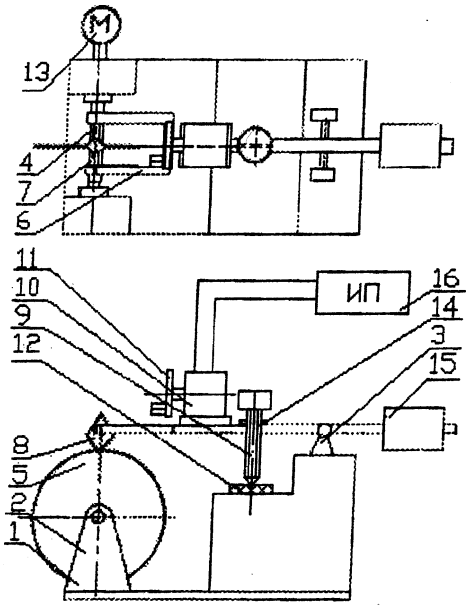


Рис. 1. Схема экспериментальной установки с электродвигателем постоянного тока в качестве вибропривода

Установка для распиливания кристаллов твердых материалов содержит станину 1 с двумя парами стоек 2 и 3. В передней паре в бронзографитовых подшипниках скольжения установлен шпиндель 4 с распиловочным диском 5. Задняя пара стоек 3 станины 1 распиловочной секции служит для установки стрелы 6 с оправками 7, в которых закрепляется образец 8. Стрела 6 поддерживается в рабочем положении регулировочным винтом 9. На стреле 6 находится электродвигатель постоянного тока 10 с механизмом возбуждения вибрационных колебаний 11 в виде неуравновешенной уголка с дополнительными грузами.

Кроме того, электродвигатель постоянного тока 10 имеет возможность перемещения (на чертеже не показано) вдоль стрелы 6, а регулировочный винт опирается на упругую подушку 12, которая предназначена для плавной подачи образца 8 на режущий инструмент 5. Подача происходит вследствие внедрения острого края регулировочного винта в материал упругой подушки.

Вращение шпинделя 4 осуществляется с помощью плоскоременной передачи (на чертеже не показана) от электродвигателя 13.

Для того чтобы во время распиливания образца 8 стрела 6 не перемещалась самопроизвольно под воздействием вибрационных колебаний, установлен механизм 14, противодействующий самоотвинчиванию. Для уравновешивания стрелы 6 и создания требуемого давления на образец 8 применен регулируемый противовес 15. Привод во вращение электродвигателя постоянного тока 10 осуществлялся с помощью источника питания 16 с возможностью изменения выходного напряжения в пределах 0–15 В.

Установка работает следующим образом. Включается электродвигатель 13 установки. При помощи регулировочного винта 9 стрела 6 с закрепленным образцом 8 опускается на распиловочный диск. Приводится во вращение электродвигатель постоянного тока 10, который с помощью вибропривода 11 сообщает колебания заготовке. Вибрационные колебания в данной установке создаются за счет центробежных сил, действующих на вращающийся неуравновешенный уголок. Амплитуда получаемых колебаний регулируется за счет дополнительных грузов.

Обрабатываемые образцы в виде куба с размерами сторон 5 мм закреплялись в оправке, имеющей специальный паз для ориентации заготовки на «ребро». Материалом для заготовок служил синтетический корунд, который занимает второе место по твердости (9 по шкале Мооса) и абразивной способности после алмаза.

Все испытания по распиливанию, как при традиционном, так и при виброударных режимах проводились при нескольких значениях статической нагрузки $P_{ст}$ на распиловочный диск, равных 2,10, 3,06, 4,00 Н.

В ходе опытов были установлены следующие режимы виброударного распиливания.

Таблица 1

Краткая характеристика использованных режимов распиливания

Режим виброударной обработки	Напряжение питания электродвигателя, Вольт	Частота вращения электродвигателя, $мин^{-1}$	Частота вынужденных колебаний распиловочной стрелы, Гц	Амплитуда вынужденных колебаний распиловочной стрелы, мкм
1	4	2480	41,3	87,42
2	8	5110	85,2	32,43
3	12	6049	100,8	25,38

Для выяснения степени влияния относительно низкочастотных (40–100 Гц) колебаний имеющих значительную амплитуду (20–80 мкм) на каче-

ство распиленной поверхности были определены параметры R_a и R_z, характеризующие шероховатость обработанных частей образцов. Требуется отметить, что распиливание твердых образцов производилось бронзовыми распиловочными дисками, боковые поверхности которого были шаржированы алмазным порошком АСН 20/14. На торцевую поверхность режущего инструмента в процессе обработки наносилась смесь указанного выше алмазного порошка с касторовым маслом. Таким образом, распиливание производилось в присутствии свободного абразива, т.е. условиях максимально приближенных к условиям распиливания натуральных и синтетических монокристаллов алмаза, выполняемых на РАУП ГПО «Кристалл». Целью данной серии опытов было выяснение характера шероховатости обработанной поверхности в условиях наличия низкочастотных вибрационных колебаний различных как по амплитуде, так и по частоте.

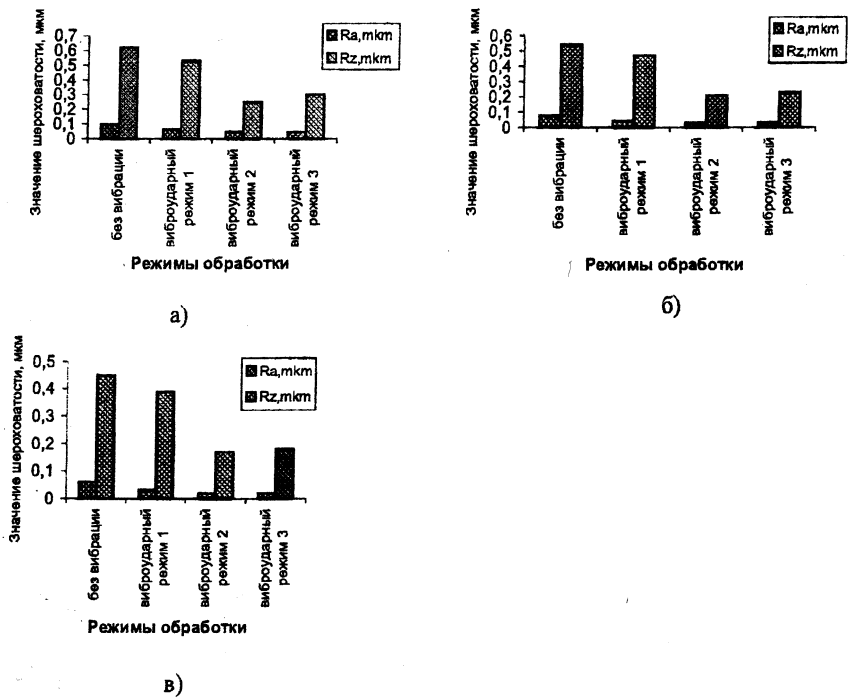


Рис. 2. Диаграммы зависимости параметров R_a и R_z шероховатости поверхности от режимов распиливания при различной статической нагрузке: а) — 4,00 Н; б) — 3,06 Н; в) — 2,10 Н

Образцы из синтетического корунда после распиливания промывались и обезжиривались, после чего производились измерения параметров R_a и R_z на профилометре-профилографе фирмы «Talystep» (Англия).

Значения указанных выше параметров при различных значениях статической нагрузки и различных режимах виброударной обработки в сравнении с традиционным распиливанием представлены на рис. 2.

Видно, что с увеличением статической нагрузки значение параметров шероховатости, как при традиционном, так и при виброударном распиливании возрастает, но в последнем случае высота микронеровностей распиленной поверхности остается существенно ниже. Увеличение значения параметров R_z и R_a с повышением статической нагрузки в обоих случаях связано в возрастанием давления в зоне контакта торцевой поверхности диска с заготовкой, что вызывает увеличение размера частиц скалываемого материала, обуславливая, тем самым, повышение первоначальной шероховатости пропиленной поверхности образца. Вместе с тем при виброударном распиливании, благодаря интенсификации полирующего эффекта, высота микронеровностей распиленной поверхности оказывается меньше.

С увеличением частоты подаваемых на заготовку колебаний уменьшается уровень динамического воздействия единичного алмазного зерна на обрабатываемый материал заготовки в момент ее контакта с торцевой поверхностью диска, что, в конечном итоге, приводит к снижению первоначальной шероховатости. Однако ее последующее уменьшение за счет изнашивания о боковые поверхности диска существенным образом зависит от отношения амплитуды колебательной скорости и скорости скольжения. Это заметно при сравнении результатов полученных при распиливании в режимах 2 и 3, которые имеют близкое значение параметров R_z и R_a, однако их меньшие значения в виброударном режиме 2, объясняются большей амплитудой колебаний в данном режиме.

Анализ влияния амплитуды вибрационных колебаний на значение параметров R_z и R_a распиленной поверхности образца показывает, что по мере увеличения A_0 происходит снижение параметра R_z, который достигает своего минимального значения при амплитудах колебаний порядка 30 мкм (виброударный режим 2). При распиливании в резонансном режиме 1 с большими значениями A_0 (около 70 мкм) высота микронеровностей распиленной поверхности начинает возрастать, хотя значение параметров R_z и R_a остается ниже, чем при обработке в обычных условиях. Это можно объяснить следующим: при малых значениях амплитуды вибрационных колебаний (A_0=20–30 мкм) уровень виброударного режима работы акустической колебательной системы относительно невысок. В случае же совпадения частоты вынужда-

ющих колебаний с собственной частотой распиловочной секции (виброударный режим 1) и значительной интенсивности ее возбуждения (A_0>70 мкм) в момент контакта торцевой поверхности диска с обрабатываемой заготовкой возникают значительные динамические нагрузки, вызывающие интенсивное разрушение поверхности, что приводит к возрастанию на ней высоты микронеровностей, характеризующих первоначальную шероховатость. Поэтому последующее их сглаживание в процессе трения о боковые поверхности диска происходит менее интенсивно, чем при распиливании с малым уровнем возбуждения акустической колебательной системы.

Таким образом, можно определить режим обработки, при использовании которого можно получить наименьшее значение параметров R_a и R_z. Таким режимом (рис. 2) являются виброударные режимы обработки 2 и 3.

ЛИТЕРАТУРА

1. Епифанов В.И., Песина А.Я., Зыков Л.В. Технология обработки алмазов в бриллианты. — М.: Высшая школа, 1982. — 335 с. 2. Бочаров А.М., Климович А.Ф., Старовойтов А.С., Снежков В.В. Изнашивание монокристаллов алмаза. — МН.: Беларусская навука, 1996. — 144 с.

УДК 621.94

В.И. Клевзович, В.И. Туромша,
А.И. Бачанцев, А.А. Сединин

АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЗАТРАТ ПРИ СВЕРЛЕНИИ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Для сопоставления уровня энергетических затрат при различных режимах сверления решалась теоретическая задача обработки отверстия диаметром ∅25мм и глубиной 60мм в конструкционной стали ($\sigma_в$=750МПа). Для сопоставления результатов была принята обработка отверстия за один и за два прохода.

Расчеты выполнялись в соответствии с традиционной методикой назначения режимов резания [1]. Подача назначалась в соответствии с рекомендациями и находилась в пределах 0,2–0,5 мм/об.

Скорость резания V (м/мин) при обработке за один проход определялась по формуле

$$V = \frac{C_v D^q}{T^m s^y} K_v, \quad (1)$$

где D — диаметр отверстия, мм; T — стойкость инструмента, мин; s — подача, мм/об; C_v, q, m, y — поправочный коэффициент и показатели степени; K_v — коэффициент, учитывающий фактические условия работы.

При обработке отверстия за два прохода скорость резания на втором проходе рассчитывалась по формуле

$$V = \frac{C_v D^q}{T^m t^x s^y} K_v, \quad (2)$$

где x — показатель степени; t — глубина резания, мм.

Крутящий момент $M_{кр}$ (Н·м) при расчете режимов резания при сверлении определялся по формуле

$$M_{кр} = 10 C_м D^q s^y K_p, \quad (3)$$

где $C_м$, q, y — поправочный коэффициент и показатели степени; K_p — коэффициент, учитывающий фактические условия резания.

Крутящий момент $M_{кр}$ (Н·м) при расчете режимов резания при рассверливании определялся по формуле

$$M_{кр} = 10 C_м D^q t^x s^y K_p, \quad (4)$$

Мощность резания Ne (кВт) определялась по формуле

$$N_e = \frac{M_{кр} n}{9750}, \quad (5)$$

где n — частота вращения инструмента, об/мин.

$$n = \frac{1000V}{\pi D}. \quad (6)$$

Помимо расчета $N_e = f(s)$, была определена зависимость $N_e = f(V)$. Для этого формулы (1) и (2) были преобразованы до вида (7) и (8) для сверления и рассверливания, соответственно

$$s = \sqrt[y]{\frac{C_v D^q}{T^m V} K_v}, \quad (7)$$

$$s = \sqrt[y]{\frac{C_y D^q}{T^m t^x V} K_y}, \qquad (8)$$

Далее расчет производился по известным формулам (3–6).

Для определения уровня энергопотребления был введен коэффициент удельного энергопотребления $K_{эф}$ (кВтч/мм^3), показывающий количество затраченной энергии на снятие единицы припуска [2]. Коэффициент удельного энергопотребления рассчитывался по формуле

$$K_{эф} = \frac{N_e T_{шт}}{Q},$$

где $T_{шт}$ — штучное время, мин; Q — объем снимаемого материала, мм^3.

Результаты расчета коэффициента удельного энергопотребления представлены в виде графиков (рис.1). По оси 0x представлен поправочный коэффициент K. Значения, принимаемых подач, определяются по формуле s = 0,1K, а принимаемые значения скорости резания V = 10K.

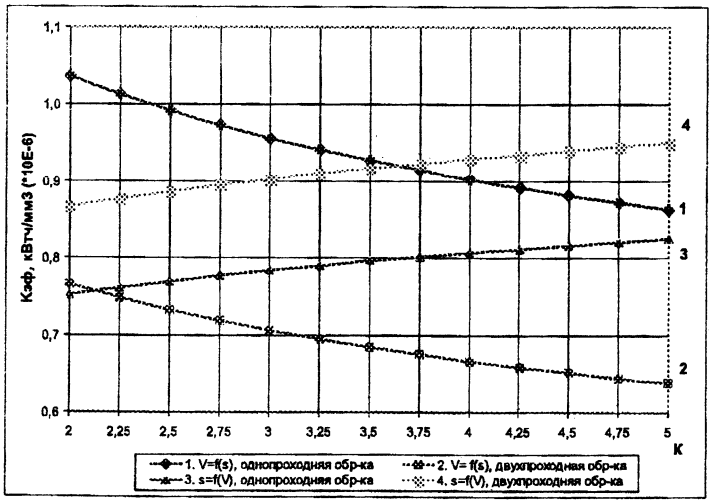


Рис. 1. Удельные энергозатраты на обработку отверстия

На графиках видно, что с увеличением подачи, как при однопроходной обработке (1), так и при двухпроходной (2), удельное энергопотребление снижается. В тоже время, с увеличением скорости резания при однопроходной

(3) и двухпроходной (4) обработке отверстия, удельное энергопотребление процесса резания, наоборот, увеличивается.

Одним из важнейших показателей эффективности обработки является производительность Пр (мм³/с), поэтому был произведен расчет производительности для однопроходной обработки отверстия

$$Пр = \frac{1000tsV}{60},$$

где t — глубина резания, мм; s — подача, мм/об; V — скорость резания, м/мин.

Расчет производительности для двухпроходной обработки отверстия производился по формуле

$$Пр = \frac{1000 \cdot (t_1 s_1 V_1 + t_2 s_2 V_2)}{2 \cdot 60},$$

где t_1, s_1, V_1 — глубина (мм), подача (мм/об) и скорость (м/мин) резания при первом проходе; t_2, s_2, V_2 — глубина (мм), подача (мм/об) и скорость (м/мин) резания при втором проходе.

Результаты расчета производительности представлены в виде графиков (рис. 2).

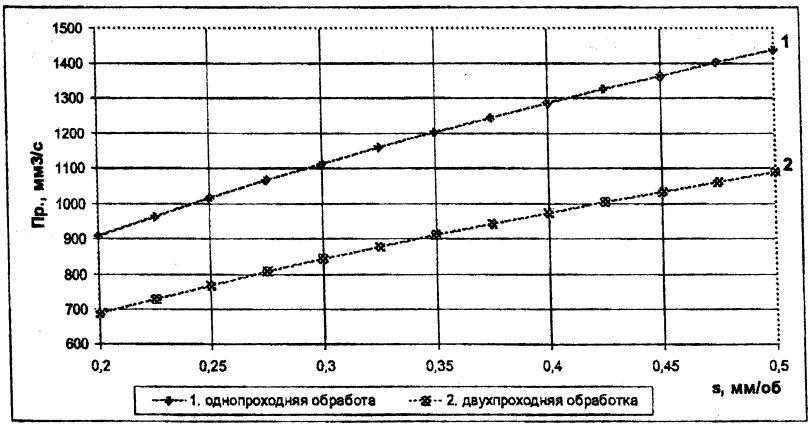


Рис. 2. Производительность сверления при различных режимах резания

Анализ графиков показывает, что с увеличением подачи, а, следовательно, и снижением времени обработки, производительность процесса резания увеличивается. Однако, при однопроходной обработке отверстия производительность выше, чем при двухпроходной обработке.

Сравнительный анализ приведенных результатов расчета (рис.1,2) показывает, что оптимальная обработка отверстия с точки зрения снижения энергопотребления процесса резания будет при двухпроходной обработке отверстия. Графики показывают, что при снижении производительности обработки на 74 %, энергоэффективность процесса обработки отверстия повышается до 35%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник технолога-машиностроителя: в 2т./под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. — 4-е изд., перераб и доп. — М.: Машиностроение, 1985. Т.2 — 496с. 2. Клевзович В.И., Туромша В.И., Бачанцев А.И., Гурецкий П.Н., Сединин А.А. Анализ энергетических затрат при токарной обработке // Теория и практика машиностроения. — 2003. — №1 — 74с.

УДК 621.923

Г.П. Кривко

ОСОБЕННОСТИ МИКРОРЕЗАНИЯ И ФОРМЫ ДУГИ КОНТАКТА АЛМАЗНОГО ЗЕРНА С АБРАЗИВНЫМ КРУГОМ ПРИ ВРЕЗНОЙ ПРАВКЕ КРУГА

Белорусский национальный технический университет,
Минск, Беларусь

Известно, что процесс профилирования абразивного круга влияет на качество поверхности самого круга. В свою очередь, рабочая поверхность круга влияет на качество обработанной поверхности детали при шлифовании.

В процессе исследований изучались траектории микрорезания, дуги контакта, длины царапин при профилировании кругов с параллельными и взаимоперпендикулярными осями профилирующего ролика и круга. Это позволило вывести аналитические выражения зависимости вышеуказанных параметров в основном от соотношения скорости вращения ролика и круга.

В свою очередь аналитические выражения позволяют рассчитывать режимы правки, обеспечивающие необходимую производительность и качество шлифованной поверхности детали.

Кинематика процесса правки определяет траекторию микрорезания и форму дуги контакта алмазного зерна с профилируемым абразивным кру-

гом. От отдельных элементов кинематики зависит стойкость правящего инструмента, режущая способность абразивного круга и качество обработанной абразивным кругом поверхности детали.

Кинематику процесса правки можно приравнять к кинематике шлифования детали, при этом абразивный круг необходимо рассматривать как обрабатываемую деталь, а правящий инструмент (алмазный карандаш или правящий алмазный ролик) как рабочий инструмент.

По данным Маслова Е.Н. [1] длина царапины зерном на детали при круглом наружном шлифовании при врезной подаче определяется формулой:

$$\ell_к = \left(1 \pm \frac{V_d}{60V_к}\right)\sqrt{\frac{D \cdot d \cdot t}{D + d}}, \qquad (1)$$

где V_d — скорость детали, м/мин; $V_к$ — скорость круга, м/с; D — диаметр круга, мм; d — диаметр детали, мм; t — глубина шлифования, мм.

Знак (+) принимается при встречном шлифовании, знак (-) — при попутном шлифовании.

Было определено влияние диаметра круга на длину царапины (рис.1).

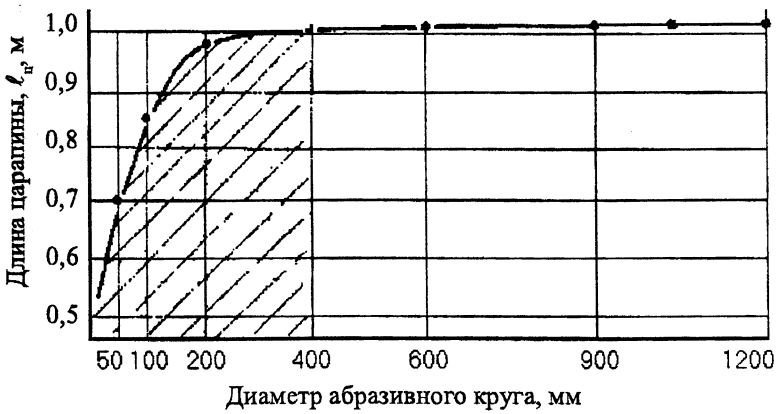


Рис.1. Длина царапины от единичного зерна в зависимости от диаметра абразивного круга ($V_{кр}$ = 50 м/с, $V_р$ = 25 м/с, $d_р$ = 70 мм, S = 2 мкм на один оборот ролика, правка — встречная)

Как видно из графика, при диаметре круга больше 400 мм дуга контакта практически не изменяется.

Далее было установлено, что царапина тем длиннее, чем больше отношение скорости круга к скорости алмазного ролика и больше глубина врезания зерна h и диаметр алмазного ролика d.

В данном случае длину дуги царапины можно определить по аналитической зависимости:

$$\ell_ц = 2(K_1 \pm 1)\sqrt{h \cdot d}\ , \qquad (2)$$

где K_1 — отношение скорости круга к скорости вращения алмазного ролика, (+) принимается при встречной правке, (-) принимается при попутной правке круга, h — глубина врезания зерна за один оборот алмазного ролика, d — диаметр алмазного ролика.

Выводы

1. Установлено, что на формирование микрорельефа профилируемой поверхности абразивного круга в значительной мере влияют следующие факторы: соотношение скоростей вращения абразивного круга и алмазного ролика, глубина врезания зерна за один оборот ролика, диаметр алмазного ролика.

2. Диаметр шлифовального круга влияет на длину царапины единичным зерном в значительной мере при диаметрах шлифовальных кругов до 400 мм.

ЛИТЕРАТУРА

1. Маслов Е.Н. Теория шлифования материалов. — М.: Машиностроение, 1974. — 320 с. 2. Байкалов А.К., Сукенник И.Л. Алмазный правящий инструмент на гальванической связке. — Киев: Наукова думка, 1976. — 203 с. 3. Ящерицын П.И., Зайцев А.Г. Повышение качества шлифованных поверхностей и режущих свойств абразивно-алмазного инструмента. — Минск: Наука и техника, 1972. — 245с.

УДК 621.923

Е.И. Махаринский, Ю.Е. Махаринский, М.А. Чиркин

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ РЕЖУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ИНСТРУМЕНТА ПРИ КРУГЛОМ ВРЕЗНОМ ШЛИФОВАНИИ С ПОСТОЯННЫМ РЕЖИМОМ

Витебский государственный технологический университет
Минск, Беларусь

Анализ результатов экспериментов [1–3] позволяет высказать следующие гипотезы о характере изменения режущей способности шлифовального круга при круглом врезном шлифовании с постоянной радиальной силой за время его эксплуатации между правками.

1. После определенного периода шлифования наступает стабилизация коэффициента режущей способности (режим полного самозатачивания).

2. Стабильное значение коэффициента режущей способности K_{pc} увеличивается при увеличении радиальной силы.

3. Коэффициент режущей способности сразу после правки не зависит от радиальной силы.

4. Коэффициент режущей способности сразу после правки увеличивается при увеличении продольной подачи правящего инструмента.

5. При увеличении радиальной силы шлифовальный круг переходит из режима затупления в режим самозатачивания и даже в режим восстановления.

6. На основании основного принципа теории надежности [4] скорость изменения коэффициента режущей способности шлифовального круга, который работает с постоянной радиальной силой P_y, не зависит от того, как и за какое время он изменился от некоторого начального значения $K_{pн}$ (сразу после правки) до текущего K_p в рассматриваемый момент времени, а зависит только от K_p, силы P_y и свойств шлифовального круга. Запись этого принципа в дифференциальной форме с учетом высказанных выше гипотез имеет вид

$$\frac{dK_p}{dt} = -M(K_p - K_{pc}),$$

где M — параметр, который отражает темп изменения; K_{pc} — стабильное значение коэффициента режущей способности, зависящее от радиальной силы.

Решение этого дифференциального уравнения дает следующую математическую модель изменения K_p во времени t.

$$K_p = (K_{pн} - K_{pc}) \cdot \exp(-M \cdot t) + K_{pc};$$

где — $M = (\ln 2)/t_{0,5} = 0{,}6931/t_{0,5}$; $t_{0,5}$ — время работы шлифовального круга, в течение которого текущее значение коэффициента режущей способности станет равным $K_p = (K_{pн} + K_{pc})/2$.

7. Анализ результатов экспериментов [1,2] позволяет утверждать, что $t_{0,5}$ не зависит P_y.

8. Зависимость K_{pc} от P_y можно отразить следующей моделью

$$K_{pc} = K_{pcм} \cdot [1 - \exp(-0{,}6391 \cdot P_y^2 / P_{y1}^2)],$$

где $K_{pcм}$ — максимальное для данных характеристик шлифовального круга и шлифуемого материала значения K_{pc}; P_{y1} — значение радиальной силы, при котором $K_{pc} = K_{pcм}/2$.

Модель 1 (с учетом моделей 2 и 3) удобнее для использования и анализа представлять в безразмерной форме

$$\kappa_p = \exp(G \cdot \tau) + \kappa_{pcм} \cdot [1 - \exp(G \cdot \tau)] \cdot [1 - \exp(G \cdot p^2)],$$

где $\kappa_p = K_p / K_{pн}$; $\kappa_{pcм} = K_{pcм} / K_{pн}$; $\tau = t/t_{0,5}$; $p = P_y / P_{y1}$; $G = -\ln 2$, что позволит заменить семейство моделей с разными значениями $t_{0,5}$ (рис. 1).

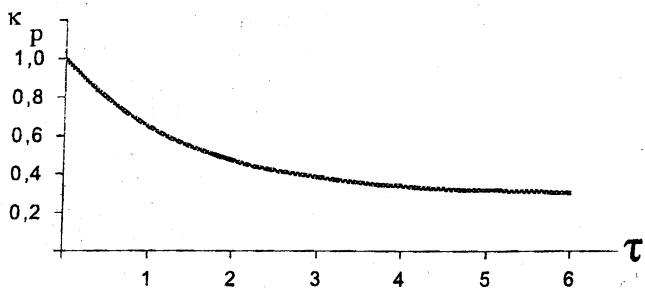


Рис. 1. Зависимость κ_p *от относительного времени* τ *при значениях* $k_{pcм} = 1$ *и* $p = 0{,}5$.

Скорость уменьшения относительногэффициента режущей способности зависит от τ, $\kappa_{pcм}$ и p. Согласно модели 4

$$\frac{d\kappa_p}{d\tau} = G \cdot \exp(G \cdot \tau) \cdot \{1 - \kappa_{pcм} \cdot [1 - \exp(G \cdot p^2)]\};$$

Шлифовальный круг будет работать в режиме самозатачивания, если скорость затупления будет равной 0 при любом τ. Т. е. для режима самозатачивания

$$\kappa_{рсм(см)} = 1/[1 - \exp(G \cdot p^2)] = C_{см} \cdot$$

D–разбиение поля режимов работы шлифовальный круга согласно модели 6 показана на рис. 2. Если сочетание значений $k_{рсм}$ и p характеризуется точкой, которая лежит ниже кривой D–разбиения, то шлифовальный круг работает в режиме затупления, а если выше — то в режиме восстановления режущей способности.

При шлифовании с постоянной радиальной силой изменение режущей способности ведет к изменению производительности. Согласно определению

$$\pi \cdot d \cdot B \cdot V_r = K_p \cdot P_y,$$

где d и B — диаметр и ширина шлифуемой поверхности соответственно; V_r — скорость уменьшения радиуса заготовки (линейная производительность).

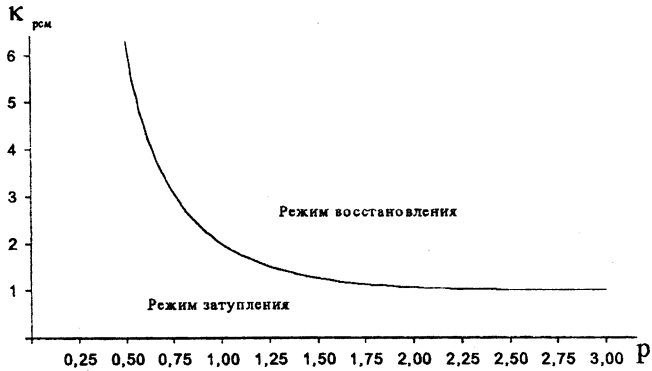


Рис. 2. D–разбиение поля режимов работы шлифовальный круга

Записав модель 7 для начала процесса (сразу после правки) и для произвольного момента времени и поделив эти модели друг на друга, получим

$$V_r = V_{rн} \cdot \kappa_p,$$

где $V_{rн}$ — начальная линейная производительность сразу после правки.

При шлифовании с постоянной радиальной подачей S изменение режущей способности (затупление или восстановление) ведет к соответствующе-

му изменению радиальной силы P_y. При таком стабильном шлифовании $V_r = S$. Аналогично, записав модель 7 для двух моментов времени, получим

$$p = p_н / \kappa_p ,$$

где $p_н$ — начальное значение (сразу после правки) относительной радиальной силы.

Подставив модель 9 в 4, получим для случая шлифовании с постоянной производительностью ($S = const$)

$$\kappa_p = \exp(G \cdot \tau) + \kappa_{pcм} \cdot [1 - \exp(G \cdot \tau)] \cdot [1 - \exp(G \cdot p_н^2 / \kappa_p^2)] .$$

Так как κ_p входит в правую и левую части модели 10, его значение можно определить только численно, например, методом итераций или методом прямого поиска с переменным шагом.

На рис. 3 показан характер изменения κ_p от относительного времени шлифования с постоянной радиальной силой и с постоянной радиальной подачей (модели 4 и 10). Анализ графиков на этом рисунке ясно показывает, что изменение κ_p при шлифовании с постоянной подачей происходит в меньшей степени, чем при шлифовании с постоянной радиальной силой, как в режиме затупления (кривые 1.2 и 1.1, 2.2 и 2.1), так и в режиме восстановления (кривые 3.2 и 3.1).

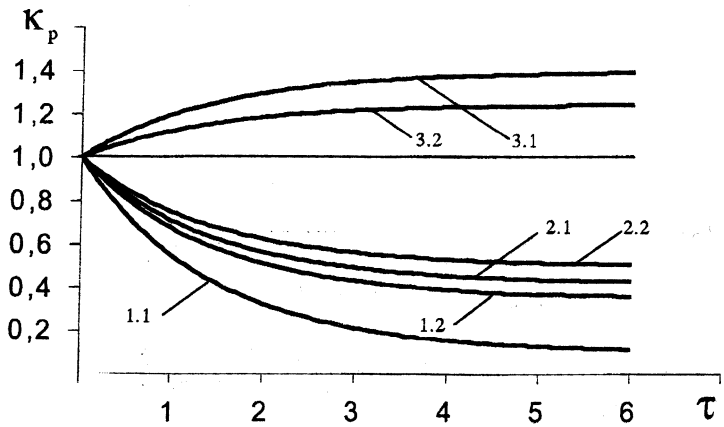


Рис. 3. Изменение относительного коэффициента режущей способности при шлифовании с постоянной радиальной силой (1.1; 2.1; 3.1) и с постоянной подачей (1.2; 2.2; 3.2)

Согласно [6] возможен другой подход к синтезу математической модели, которая будет отражать характер изменения состояния рабочей поверхности шлифовального круга. Рассматривая накопление «повреждений» на рабочей поверхности шлифовального круга как процесс Пуассона, можно записать

$$\frac{K_{рн} - K_p}{K_{рн} - K_{рс}} = 1 - \exp(-M \cdot t^c), \qquad (11)$$

где выражение слева представляет собой вероятность того, что K_p примет значение $K_{рс}$; а параметр c — характеризует степень нестационарности (т.е зависимости вероятности изменения K_p не только от рассматриваемого интервала, но и от времени t, прошедшего от начала процесса шлифования). Процесс считается стационарным, если $c = 1$.

Из модели 11 легко получаем

$$K_p = (K_{рн} - K_{рс}) \cdot \exp(-\mathrm{M} \cdot t^c) + K_{рс}.$$

При $c = 1$ эта модель полностью совпадает с моделью 1, полученной на основании основного принципа надежности [4]. Аппроксимация результатов экспериментов [1] моделью 12 показала, что параметр c может принимать значения от 0,6 до 1,2. Физической причиной нестационарности процесса изменения коэффициента режущей способности является недостаточное качество шлифовального круга (неравномерность твердости на его рабочей поверхности) и низкая жесткость технологической системы. Как известно, при этом изнашивание круга приводит к развитию волнистости на его рабочей поверхности. Когда амплитуда волнистости достигает некоторого предела, происходит разрыв контакта заготовки и круга и их соударения. При этом полученная ранее волнистость сглаживается. Этот процесс повторяется периодически в течение периода стойкости шлифовального круга, замедляя процесс его затупления.

При достаточной жесткости технологической системы круглошлифовального станка и хорошем качестве шлифовального круга можно с высокой степенью достоверности считать процесс изменения состояние его рабочей поверхности стационарным и пользоваться для его отражения моделями 1...6 и 10. Эти модели изменения режущей способности шлифовального круга можно использовать для разработки алгоритма управления рабочим циклом круглого шлифования с учетом затупления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кенджаев Х. Х. Исследование затупления шлифовального круга. — В. сб. Передовой научно-технический и производственный опыт.

— М.: Изд. Всесоюзного института научной и технической информации, 1957. — С. 12–23. 2.Корчак С. Н. Производительность процесса шлифования стальных деталей. — М.: Машиностроение, 1974. — 200 с. 3. Лурье Г. Б. Рациональное использование шлифовальных станков. Обзор. — М.: «НИИМАШ». 1974. — 79 с. 4. Седякин Н. М. Об одном физическом принципе теории надежности. // Известия А. Н. СССР, Техническая кибернетика. — 1966. — № 3. — С. 80–87. 5. Махаринский Е. И. Технологические основы управления процессом шлифования. — М.: СНИО СССР, 1990. — 52 с. 6. Богданофф Дж., Козин Ф. Вероятностные модели накопления повреждений. — М.: Мир, 1989. — 364 с.

УДК 621.94

В.И. Туромша, В.И. Клевзович,
А.И. Бачанцев, А.А. Сединин

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЗАТРАТ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

В современных условиях можно выделить критерии, которые являются движущей силой развития машиностроения: повышение качества производимой продукции, увеличение производительности, надежности, долговечности, эргономичности, снижение себестоимости и др. В современной экономике особое внимание уделяется снижению себестоимости продукции. Одной из составляющих себестоимости единицы продукции является стоимость энергоносителей.

В процессе изготовления детали совершается целый ряд технологических переходов и операций, среди которых лезвийная механическая обработка является преобладающей. При этом одним из наиболее распространенных ее видов, использующихся преимущественно для обработки плоскостей в корпусных деталях, является фрезерование. В связи с этим очень важным является определение изменения уровня потребления энергии технологическими машинами в процессе резания в зависимости от режимов работы и методик их назначения.

В качестве объекта исследований выбран процесс плоского фрезерования торцевой фрезой. Расчеты режимов резания выполнялись согласно традиционной методике [1] и методике, разработанной на кафедре «Металлорежущие станки и инструменты» БНТУ [2].

Для оценки энергетических затрат при различных режимах обработки решалась теоретическая задача обработки плоской поверхности размером 100х200мм детали из конструкционной стали (σв=750МПа) торцевой фрезой с твердосплавными пластинами Т15К6.

Расчеты скорости V (м/мин), силы резания P_z (Н) и мощности резания N_e (кВт) для традиционной методики выполнялись по формулам [1]

$$\begin{cases} V = \dfrac{C_v D^q}{T^m t^x s_z^y B^u z^p} K_v \\ P_z = \dfrac{10 C_p t^x s_z^y B^n z}{D^q n^w} K_{mp} \\ N_e = \dfrac{P_z V}{1020 \times 60} \end{cases},$$

где t, S_z — соответственно глубина резания (мм) и подача на зуб (мм);B, D, z — соответственно ширина фрезерования (мм), диаметр фрезы (мм) и число зубьев фрезы; C_v, C_p, x, y, u, p, q, w — поправочные коэффициенты и показатели степени; K_v, $K_{мр}$ — коэффициенты, учитывающие условия работы.

Производительность процесса фрезерования Пр (мм³/с) рассчитывалась по формуле [3]

$$Пр = \frac{Q}{60 \times T_{шт}},$$

где Q — объем снимаемого материала, мм³, $T_{шт}$ — штучное время на обработку детали, мин.

Результаты расчетов производительности процесса фрезерования при различных режимах резания представлены на рис.1. Анализ графиков показывает, что производительность фрезерования с режимами резания, назначенными в соответствии с традиционной методикой значительно ниже при малых глубинах резания, чем с режимами резания, назначенными в соответствии с предлагаемой методикой. Это объясняется неполной загрузкой по мощности приводов станка при фрезеровании с режимами резания, назначенными в соответствии с традиционной методикой, когда по заданной глубине резания определяются подача и скорость. С целью повышения производительности процесса фрезерования предлагается вначале назначать максимально возможную подачу в соответствии с требуемым качеством обрабатываемой поверхности, а затем с учетом мощности приводов станка, рассчитать глубину и скорость резания.

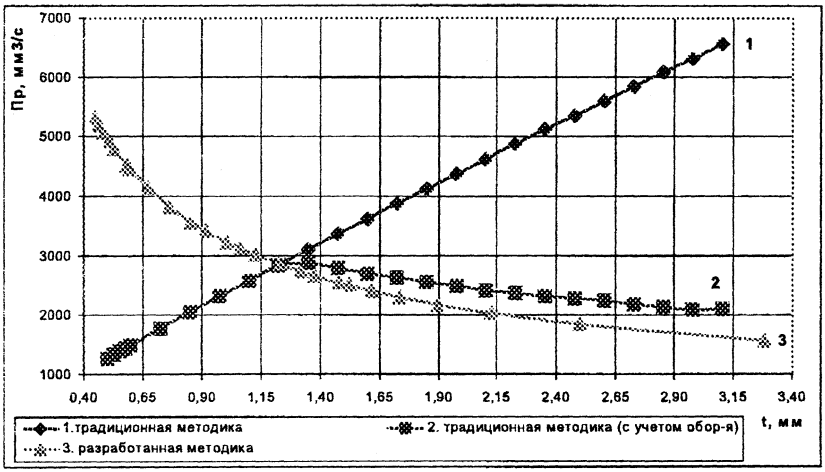


Рис.1 Производительность фрезерования при различных режимах резания

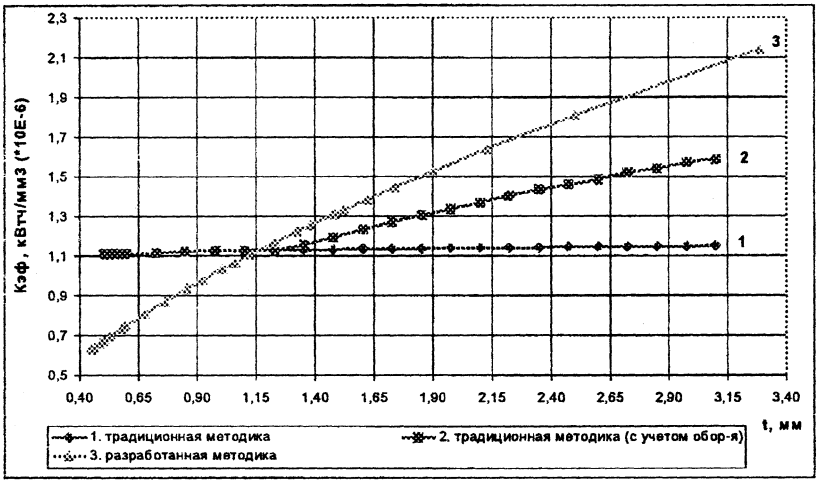


Рис.2 Удельные энергозатраты на обработку при фрезеровании

Для оценки уровня энергопотребления при фрезеровании с различными режимами резания использовался коэффициент удельного энергопотребления $K_{эф}$ (кВтч/мм^3) [3], значение которого определялись по формуле:

$$K_{эф} = \frac{N_e \times T_{шт}}{60 \times Q},$$

где N_e — мощность резания, кВт; Q — объем снимаемого материала, мм^3, $T_{шт}$ — штучное время на обработку детали, мин.

Результаты расчета коэффициента удельного энергопотребления процесса фрезерования при различных режимах резания представлены на рис.2.

Анализ графиков показывает, что затраты энергии привода главного движения при фрезеровании на режимах резания, назначаемых в соответствии с традиционной методикой, значительно выше, чем при обработке на режимах резания, назначаемых в соответствии с предлагаемой методикой при загрузке технологического оборудования не на полную мощность. При этом следует учитывать, что при расчете режимов резания по предлагаемой методике, технологическое оборудование работает на полную мощность.

Сравнительный анализ методик назначения режимов резания при фрезеровании показывает, что по производительности и энергопотреблению обработка на режимах резания, определенных в соответствии с методикой, разработанной на кафедре «Металлорежущие станки и инструменты», является более предпочтительной при снятии малых припусков с большими подачами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник технолога-машиностроителя: в 2т./под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. — 4-е изд., перераб и доп. — М.: Машиностроение, 1985. — Т.2 — 496с. 2. Бачанцев А.И., Туромша В.И. Повышение эффективности обработки на токарных станках с ЧПУ. Машиностроение: Сб. научн. Трудов. Вып. 17. Под ред. И.П. Филонова. — Мн.: УП «Технопринт», 2001. — С. 9–15. 3. Клевзович В.И., Туромша В.И., Бачанцев А.И., Гурецкий П.Н., Сединин А.А. Анализ энергетических затрат при токарной обработке // Теория и практика машиностроения. — 2003. — №1. — 74с.

УДК 621.993-187

В.И. Шагун

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ МЕТЧИКА НА ОТКЛОНЕНИЯ ШАГА РЕЗЬБЫ В СТАЛИ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Свыше 60% деталей машин — это детали с резьбой. Статическая прочность и выносливость резьбовых соединений может изменяться на 50% и более в зависимости от точности параметров профиля резьбы и фактических значений зазоров и натягов в резьбовых парах [1]. Поэтому интерес к исследованиям точности резьбообработки закономерен, а решение по повышению точности резьб важно.

В Белорусском национальном техническом университете выполнены исследования по изучению влияния параметров четырехперого метчика М16х2 на отклонения шага резьбы в стали 45. Резьбу нарезали на вертикально-сверлильном станке 2А125 методом самозатягивания со стабилизацией осевого усилия врезания метчика. Скорость резания — 10 м/мин, смазывающе-охлаждающая жидкость — 10%-ная эмульсия из эмульсола Э2Б. Исходные параметры метчиков: длина рабочей части — 35 мм; ширина пера — 4,4 мм; передний угол $\gamma = 10°$; задний угол $\alpha=5°$; угол заборной части $\varphi=14°50'$; обратная конусность $\Delta d= 0,001$; величина затылования по профилю на угловом шаге перьев $K_1 = 0,135$ мм для метчиков типа А (затылованы по профилю на всей ширине пера) и 0,4 мм для метчиков типа Б (затылованы по профилю на 2/3 ширины пера).

От воздействия осевых сил, выталкивающих метчик из нарезаемого отверстия, боковые режущие кромки метчика, обращенные в сторону хвостовика, плотно прижимались к сопряженным (опорным) сторонам витков нарезаемой резьбы и срезали с них дополнительную стружку. Шаг резьбы по этим сторонам практически равен шагу резьбы по опорным боковым кромкам метчика. Неопорные кромки метчика постепенно уходили от формируемых ими сторон резьбы, впадины нарезаемой резьбы уширялись, средний диаметр резьбы увеличивался. По мере продвижения метчика в отверстие значения осевых сил, отнесенные к единице длины опорных кромок метчика, понижались, разбивание резьбы и уширение впадин от первого к последнему нарезаемому витку уменьшались, шаг резьбы по неопорным сторонам становился меньше шага резьбы метчика, самые большие отклонения имели место на первых нитках. Отклонения шага определены расчетом по значени-

ям уширения впадин на каждом витке резьбы, которые в свою очередь вычислены по результатам измерения специальным прибором [2] собственно среднего диаметра резьбы. Два первых и последних витка в расчет не принимались, так как погрешности резьбы на этих витках стандартом не регламентируются. Результаты исследований сведены в табл. 1.

Таблица 1

Влияние параметров метчика на отклонения шага нарезаемой им резьбы в стали 45

Параметры метчика		Отклонения шага резьбы, мкм															
		на витках							накопленные								
		3	4	5	6	7	8	9	3	4	5	6	7	8	9		
		Нарезание метчиками типа															
		А							Б							А	Б
γ°	5	–	–	–	–	–	–	–	6	4	1	0	0	0	0	–	141±8,6
	10	35	33	25	23	17	8	0	4	1	0	0	0	0	0	141±8,6	5±1,3
	15	–	–	–	–	–	–	–	4	1	0	0	0	0	0	–	5±1,3
	20	19	18	14	13	9	7	6	5	4	3	2	1	0	0	86±7,2	15±3,5
	30	23	20	15	12	8	7	2	12	8	5	5	2	1	0	87±6,1	33±7,6
α°	5	35	33	25	23	17	8	0	4	1	0	0	0	0	0	141±8,6	5±1,3
	10	34	27	22	14	7	4	2	5	4	3	2	2	0	1	110±7,4	13±1,5
	15	42	34	29	23	14	7	1	2	1	0	0	0	0	0	150±4,4	3±1,8
φ	9°50′	28	24	18	15	14	8	3	2	2	0	0	0	0	0	110±3,2	4±1,3
	14°50′	35	33	25	23	17	8	0	6	5	4	1	1	0	0	141±8,6	17±2,0
	18°	34	27	26	22	21	16	12	6	2	1	0	0	0	0	158±6,9	9±1,5
	25°20′	36	35	33	24	14	6	2	5	3	0	0	2	1	1	150±4,0	4±1,4
	39°50′	34	32	30	28	23	10	4	11	9	7	6	3	1	0	161±9,8	37±5,8
ω°	-30	–	–	–	–	–	–	–	3	1	1	0	0	1	0	–	6±1,8
	0	35	33	25	23	17	8	0	4	1	0	0	0	0	0	141±8,6	5±1,3
	+15	31	29	25	19	11	4	0	0	0	0	0	0	0	0	119±4,6	0±1,3
	+30	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	1	1	1±2,4	0±1,0
K_1, мм	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0±1,0	0±1,0
	0,036	12	10	7	3	3	0	0	4	1	1	0	0	0	0	33±4,0	6±1,5
	0,135	35	33	25	23	17	8	0	4	1	1	0	0	0	0	141±8,6	5±1,5
Δd	0,0003	28	22	21	19	17	12	11	1	0	0	0	0	0	0	130±15,5	1±1,0
	0,0010	35	33	25	23	17	8	0	0	0	0	0	0	0	0	141±8,6	0±1,0
	0,0019	34	31	24	22	15	12	5	0	0	0	0	0	0	0	143±6,1	1±1,0
Примечание: у метчиков типа Б K_1 = 0; 0,2; 04, соответственно.																	

Накопленные ошибки шага резьбы дополнительно представлены графически на рис. 1.

В условиях опыта местные ошибки шага резьбы изменялись от нуля до 42 мкм, а накопленные — от нуля до 161 мкм. Местные отклонения шага резьбы, нарезанной метчиками типа Б, от двух до тридцати раз меньше, чем у нарезанной метчиками типа А, а накопленные меньше до 140 раз при всех прочих равных условиях. Объясняется это меньшей чувствительностью метчиков типа Б к воздействию осевых сил, так как они опираются на резьбу не боковыми режущими кромками, а развитыми незатылованными опорными площадками.

Характер изменения накопленных ошибок шага резьбы в зависимости от параметров метчика такой же как и характер изменения среднего диаметра и определяется теми же причинами [3].

Влияние угла заборной части φ связано с радиальными силами. Меньшие отклонения шага (см. рис. 1) получены при малых значениях вектора суммы радиальных сил, когда разность суммарной длины главных режущих кромок на противоположных перьях метчика мала. Влияние остальных параметров метчика определяется осевыми силами.

С увеличением переднего угла γ, заднего угла α и угла наклона стружечных канавок ω до +30° уменьшаются осевые силы и вместе с ними разбивание размеров и отклонения шага резьбы, нарезанной метчиками типа А. Только с увеличением заднего угла свыше 15° отклонения шага растут по причине преобладающего влияния радиальных смещений метчика, которые облегчаются с увеличением α.

Метчики типа Б практически не чувствительны к осевым силам. Поэтому влияние α и ω таких метчиков незначительное, а влияние затылования по профилю K_1 практически отсутствует. Увеличение отклонений шага резьбы, нарезанной метчиками типа Б с γ>15°, объясняется заметным уменьшением опорных незатылованных площадок на боковых сторонах резьбы метчика.

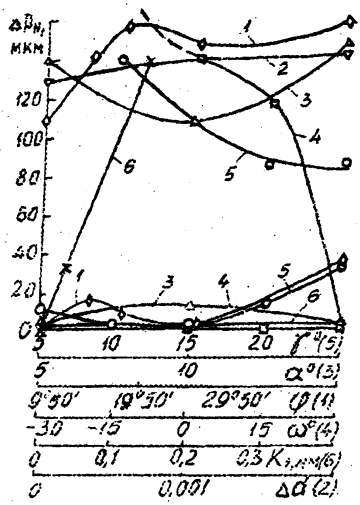


Рис. 1. Изменение накопленной ошибки шага резьбы в зависимости от параметров метчика: кривые с нумерацией в верхней зоне получены метчиками типа А, а в нижней — метчиками типа Б

Влияние затылования по профилю метчиков типа А очень сильное. С увеличением затылования ошибки шага растут, так как облегчается внедрение опорных режущих кромок метчика в тело витков нарезаемой резьбы. Обратная конусность проявляет себя через геометрическое изменение шага резьбы метчика по опорным боковым кромкам.

Местные ошибки шага по по отдельным виткам резьбы в зависимости от параметров метчика не всегда повторяют характер изменения накопленных ошибок, так как они зависят не только от величины, а и от интенсивности разбивания резьбы по длине отверстия.

Таким образом, отклонения шага нарезаемой резьбы связаны с нарушением закона винтового движения метчика под действием осевых и радиальных сил. Значительное ослабление влияния осевых сил возможно при условии замыкания сил на механизм станка, например, в случае нарезания резьбы по резьбовому копиру с жестким в осевом направлении креплением метчика в шпинделе станка, или при использовании метчиков, лишенных способности резать опорными кромками (незатылованные по профилю, затылованные по профилю не на всей ширине пера, с опорными горбообразными элементами на боковых сторонах резьбы), а также метчиков, развивающих необходимую осевую силу по подаче метчика (с правыми винтовыми стружечными канавками для правой резьбы, в конкретном случае $\omega = 30^{\circ}$).

Уменьшения влияния радиальных сил можно достичь ограничением радиальных колебаний метчиками внешними устройствами или усилением его радиального защемления, например, опорными горбообразными элементами на затылочных поверхностях заборной части метчика.

ЛИТЕРАТУРА

1. Якушев А.И., Мустаев Р.Х., Мавлютов Р.Р. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений. — М., 1979, — 215 с. 2. Шагун В.И., Фельдштейн Э.И. Прибор для измерения внутренних резьб // Измерительная техника. — 1963. — № 7, — С.7–10. 3. Шагун В.И. Влияние геометрических и конструктивных параметров машинных метчиков на размеры резьбы, нарезаемой в стали // В сб.: Резьбообразующий инструмент. — М., 1968. — С. 229–241.

УДК 621. 923

П.И. Ящерицын, А.П. Ракомсин,
Л.Е. Сергеев, М.И. Сидоренко, А.М. Миронов

УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ МАГНИТНО-АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ ПУТЕМ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ОСЦИЛЛЯЦИИ

Физико-технический институт НАНБ,
Республиканское унитарное предприятие «МАЗ»,
Белорусский государственный аграрный технический университет.
Минск, Беларусь

Известно, что при финишной обработке детали ее максимальные производительность и качество процесса достигаются среди прочих факторов также путем обеспечения равномерности давления инструмента Р на поверхность изделия. Если при суперфинишировании и хонинговании минимизация отклонения этого давления осуществляется пригонкой рабочей поверхности инструмента по отношению к обрабатываемому профилю детали, то при магнитно-абразивной обработке (МАО) данный показатель определяется уже природой магнитного поля, рис.1. Неравномерность давления инструмента Р в виде блока — полюсный наконечник, магнитное поле и ферроабразивный порошок (ФАП) вызывается схождением линий так называемой «нулевой» работы [1] «ферроабразивной щетки». Таким образом, если при суперфинишировании и хонинговании разница давлений Р может быть обнаружена на любом участке рабочей поверхности абразивного бруска, то при МАО, как указывалось выше, падение значений этого давления находится в центре «ферроабразивной щетки». Следовательно, главным становится вопрос: существует ли закономерность в распределении давления на всей площади рабочей зоны при МАО или это распределение носит такой же случайный характер как при указанных выше финишных операциях. Кроме того, станет ясно, есть ли, например, необходимость усложнения кинематики процесса, заключающегося в введении дополнительных движений, что непременно скажется на особенностях конструкции электромагнитной системы (ЭМС).

Наиболее оптимальной конфигурацией границ, исследуемой аналитически, является прямоугольник, две противолежащие стороны которого должны быть эквипотенциалями, а две остальные имеют конечную магнитную проницаемость. Решение для определения влияния магнитного потока Ф на процесс съема материала при МАО предлагается произвести путем установления картины магнитного поля во внутренней области рабочей зоны полюс-

ного наконечника, обладающего именно этой конфигурацией. Основным условием, принимаемым в расчет, служит равномерность распределения тока I по поперечному сечению наконечника. В пределах таких областей определение магнитного поля описывается при помощи векторного потенциала. Значение составляющей z векторного потенциала A в любой точке внутри области, где протекает ток, удовлетворяет уравнению Лапласа.

$$\frac{\partial^2 A}{dx^2}+\frac{\partial^2 A}{dy^2}=0$$

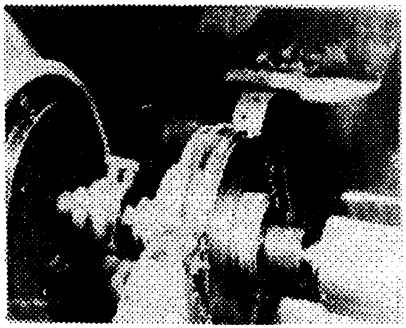


Рис.1. Электромагнитная система

Поле распределенного тока устанавливается путем наложения полей бесконечно большого числа элементарных линейных токов, в совокупности составляющих этот распределенный ток. На основании вышеизложенного распределение векторного потенциала определяется разложением в ряд.

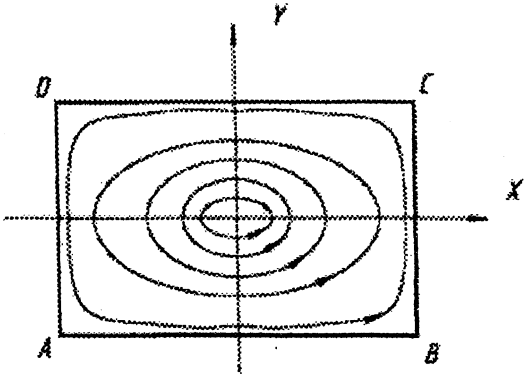


Рис. 2. Поле внутри полюсного наконечника

В данном случае требуется установить поле внутри полюсного наконечника с большой магнитной проницаемостью. Картина магнитного поля представлена на рис.2. Определение поля сводится, как указывалось выше, к нахождению векторной потенциальной функции А, которая удовлетворяет уравнению Лапласа и имеет постоянное значение на границе прямоугольника.

$$B_z = \frac{\partial A}{\partial y} = 0 \quad B_y = -\frac{\partial A}{\partial x} = 0$$

При этом решении применяется метод формирования соответствующего однородного уравнения и частного решения неоднородного. В данном случае однородное уравнение представляет собой уравнение Лапласа и в совокупности с неоднородным имеет общее решение[1].

$$A = -\frac{1}{2}\mu\mu_0 J(x^2 + \sum_{m=1}^{\infty} d_m \cos mx chmy),$$

где μ — относительная магнитная проницаемость; μ_0 — магнитная постоянная, Гн*м$^{-1}$; J — плотность тока, А*м$^{-2}$; m и d_m — постоянные, определяемые по граничным условиям, а именно:

$$m = \frac{\pi n}{2a}, \; d_m = \frac{(-1)^k * 32a^2}{(2k+1)^3 \pi^3 ch(2k+1)\frac{\pi b}{2a}};$$ n — любое число

Полное решение с учетом всех значений выглядит следующим образом:

$$A = -\frac{1}{2}\mu\mu_0 J\left[x^2 + \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^k 32a^2 ch\frac{(2x+1)\pi y}{2a}\cos\frac{(2x+1)\pi y}{2a}}{(2k+1)^3\pi^3 ch\frac{(2k+1)\pi b}{2a}}\right]$$

Присутствие члена (2к+1) обеспечивает быструю сходимость ряда. Выражение для B_x и B_y определяются через соответствующие производные A_n и представлены зависимостями (1, 2).

$$B_x = \frac{\partial A}{\partial y} = -\frac{1}{2}\mu\mu_0 J\left[\sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^k 16ash\frac{(2k+1)\pi y}{2a}\cos\frac{(2k+1)\pi y}{2a}}{(2k+1)^2\pi^2 ch\frac{(2k+1)\pi b}{2a}}\right] \quad (1)$$

$$B_y = \frac{\partial A}{\partial x} = \frac{1}{2}\mu\mu_0 J \left[2x - \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^k 16 a ch \frac{(2k+1)\pi y}{2a} \sin \frac{(2k+1)\pi x}{2a}}{(2k+1)^2 \pi^2 ch \frac{(2k+1)\pi b}{2a}} \right] \quad (2)$$

Наличие члена $(2к+1)^2$ также приводит к удобству расчетов и сходимости ряда, поскольку три или четыре члена дают точность, значительно превышающую 1 %. Анализ уравнений 1 и 2 показывает, что в центре проводника прямоугольного сечения находится нейтральная зона, вокруг которой замыкается магнитный поток и происходит схождение линии нулевой работы.

Следовательно, если существует данная зона, то необходимо устранить негативные последствия ее присутствия в области обработки. Достижение такого результата производится путем введения дополнительного движения аналогично хонингованию-осцилляции. Практика показывает, что наиболее приемлемыми геометрическими размерами рабочей зоны при данной схеме МАО для производительного протекания процесса являются следующие показатели: длина — 60–80 мм, высота — 40–60 мм.

Увеличение выше указанных габаритов этой зоны связано с рекомендациями по созданию концентраторов магнитного потока [2, 3]. Однако вопрос об их форме и расположению по-прежнему остается открытым. Поэтому, исходя из традиционных значений размеров рабочей зоны, возникает еще один вопрос: если можно изменить размеры рабочей зоны при отсутствии концентраторов магнитного поля (МП), то каково в таком случае должно быть изменение основных парамстров процссса МАО для расширсния сго технологических возможностей. Поэтому рассмотрим влияние таких параметров, как скорость и амплитуда осцилляции, которые связаны следующей формулой [3]:

$$V_0 = 4Af,$$

где A — амплитуда осцилляции, м; f — частота колебаний, $с^{-1}$.

Ответ на данный вопрос имеет важное практическое значение, поскольку соотносится с производительностью и качеством обработки. Установлено, что требуемый диапазон показателей скорости осцилляции составляет 0,15–0,25 м/с, что обеспечивает необходимые выходные показатели процесса МАО. Аналогично методам хонингования и суперфиниширования при МАО имеется так называемый «угол атаки» инструмента. И если «угол атаки» при МАО увеличивается, это приводит к падению массового и размерного съема материала, а, в конечном счете, и снижению качества. Причина заключается в замене процесса резания процессом деформирования, однако

требуемое давление во втором случае является недостаточным и необходимый микрорельеф поверхностного слоя не обеспечивается. Другим важным фактором, как указывалось ранее, служит распределение магнитного потока Ф по всей площади рабочей зоны ферроабразивной «щетки», что определяет ее давление P (P~B) на обрабатываемую поверхность детали. Исходя из этого, можно с некоторыми допущениями рекомендовать каким образом осуществлять процесс обработки при изменении габаритных размеров рабочей зоны. Для получения одинаковой величины массового съема материала в двух различных рабочих зонах 1 и 2, рис.3, необходимо выполнить условие: $P_1 = P_2$ (или $B_1=B_2$) и $V_{01}=V_{02}$, где P_1 и P_2 — давление инструмента в рабочих зонах 1 и 2 на обрабатываемую поверхность детали, обусловленное показателями магнитной индукции B_1 и B_2 ввиду увеличения размеров рабочей зоны 2 по сравнению с 1; V_{01} и V_{02} — соответствующие P_1 и P_2 скорости осцилляции, обусловленные показателями амплитуды осцилляции A_1 и A_2.

Однако если рассуживать сечение I-I, II-II и т.д., зон 1 и 2 видно, что данное условие не может быть выполнено ввиду $P^{I}_{1} > P^{II}_{2}$, $P^{II}_{1} > P^{II}_{2}$, и т.д. Это объясняется тем, что магнитный поток Ф является величиной постоянной

$$\Phi = BS = const,$$

где S — площадь магнитопровода, м^2 .

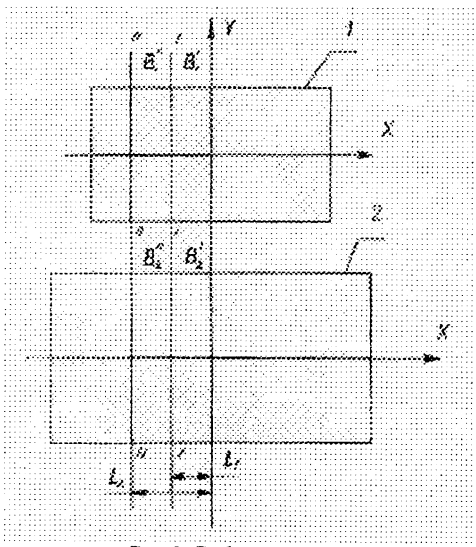


Рис.3. Рабочие зоны

Таким образом, увеличение площади рабочей зоны 2 приводит к снижению величины магнитной индукции В, являющейся плотностью магнитного потока Ф.

Вместе с тем, скорости осцилляции V_0 в сечениях I-I, II-II и т.д. равны ввиду равенства амплитуд, т.е. $V^I_{01} = V^I_{02}$, $V^{II}_{01} = V^{II}_{02}$ Следовательно, имеется следующий вариант: во всех сечениях рабочих зон 1 и 2 — $P_1 > P_2$ и $V_{01} = V_{02}$, исключая границы раздела сред (сталь-воздух) и образование краевых условий. Если принять, что величина магнитной индукции в сечении II-II-B^{II} (P^{II}_1) рабочей зоны 1 равна B^I_2 рабочей зоны 2 в сечении I-I, но тогда $V^{II}_{01} > V^I_{02}$ ввиду $l_2 > l_1$. Т.е., обратно не достигается выполнение условия: $P_1 = P_2$ и $V_{01} = V_{02}$. Поскольку изменение величин B_1 и B_2 связаны с физическими явлениями магнитного поля, а в таком случае достижение требуемых производительности и качества процесса МАО сопряжено с целым рядом трудностей, то более приемлемым может быть вариант изменения скоростей осцилляции для достижения этого условия. Данное достижение осуществляется путем уменьшения амплитуды осцилляции A_2 рабочей зоны 2 и таким образом принимается, что $l_2 = A_1 = KA_2$, где К-коэффициент, учитывающий увеличение габаритных размеров рабочей зоны 2, Единственным различием в этом случае будет только то, что режущее зерно в рабочей зоне 2 совершит меньший путь резания, чем аналогичное в зоне 1. Однако практика показывает, что ввиду их большого количества эта разница абсолютно не играет той роли, как при лезвийной обработке. Положительным же фактором в этом случае служит снижение показателей шероховатости поверхностного слоя в отличие от варианта, когда амплитуда осцилляции остается величиной постоянной.

Проведенные исследования показали, что процесс обработки в рабочих зонах, отличающихся одна от другой в 1,4 раза по оси X (50 и 70 мм соответственно) при изменении амплитуды осцилляции А в 2,5 раза (2,5 и 1 мм) обеспечивает равные показатели шероховатости деталей ($R_{a1} = 0,8$ и $R_{a2} = 0,1$ мкм, где R_{a1} и R_{a2} — показатели шероховатости до и после обработки). При сохранении одинаковых величин амплитуды в первом варианте этот показатель выше, чем во втором — в среднем в 1,5 раза — $R_{a2} = 0,15$ мкм.

В качестве оборудования применялся станок СФ2.150.00.00.000 [4]. Образцами служили кольца подшипников D x d x l = 36 x 29 x 32 мм, сталь ШХ-15, ГОСТ 801 -79, 58...62 $HRC_э$. Величина магнитной индукции, В = 1 Тл; скорость резания, V_p = 1,5 м/с; ФАП-Ж 15КТ ТУ6-09-03-483-81, размер зерна, А = 160/220 мкм; коэффициент заполнения рабочего зазора, $K_з$ = 1; величина рабочего зазора, I = 1 мм; смазочно-охлаждающие технологические средства — СинМА-1 ТУ 38.5901176-91, 2 % водный раствор.

Вывод. На основании нахождения векторной потенциальной функции при учете уравнения Лапласа представлено распределение магнитного поля внутри полюсного наконечника, характеризующее рабочую зону инструмента при МАО, что обеспечивает ее правильное конструирование, расчет режимов обработки и приводит к достижению требуемых производительности и качества.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бинс К., Лауренсен П. Анализ и расчет электрических и магнитных полей. — М.: Энергия, 1970. — 215с. 2. Барон Ю.М. Магнитно-абразивная и магнитная обработка изделий и режущего инструмента. — Л.: Машиностроение, 1986. — 182с. 3. Kodacsy Jonas. Magneto-abrasives Polieren und Entgraten Witerenwikelte Feinbearbeitung // Techn. Rdsch. 1990. — V.82, № 37. — S. 76–79. 4. Сакулевич Ф.Ю. Основы магнитно-абразивной обработки. — Минск: Наука и техника, 1981. — 283с. 5. Скворчевский Н.Я., Федорович Э.Н., Ящерицын П.И. Эффективность магнитно-абразивной обработки. — Минск: Навука і тэхніка, 1991. — 192с.

УДК 621.923

П.И. Ящерицын, А.П. Ракомсин,
Л.Е. Сергеев, М.И. Сидоренко, А.М. Миронов

МАГНИТНО-АБРАЗИВНАЯ ОБРАБОТКА ДЕТАЛЕЙ НЕСИММЕТРИЧНОЙФОРМЫ С ВЫСОКИМ КОЭФФИЦИЕНТОМ СВЕТООТРАЖЕНИЯ

Физико-технический институт НАН Беларуси,
Республиканское унитарное предприятие «МАЗ»,
Белорусский государственный аграрный технический университет
Минск, Беларусь

Финишная обработка деталей оптического назначения заключается в необходимости достижения высокого показателя коэффициента светоотражательной способности и низкого — шероховатости поверхности. Процесс этого достижения определяется отсутствием шаржирования данной поверхности и увеличением радиусов ее вершин и впадин, что обеспечивает соблю-

дение интенсивности отражения светового луча. Известно, что реальный свет не представляет собой идеальной монохроматической волны, в связи с чем растет вероятность возникновения явления хроматической абберации. Это явление нежелательно, поскольку приводит к искажению или недостаточной отчетливости изображения. Существующие методы финишной обработки данных деталей имеют ряд «узких мест» как технологического плана, так и физической природы оптических явлений, что снижает эффективность их использования. Общей проблемой механической обработки, в том числе и финишной, такого рода деталей служит то, что внешний вид полученной поверхности может обладать равными значениями по шероховатости, но различными — по коэффициенту светоотражательной способности. Это объясняется как характером отражения светового луча, так и структурой обрабатываемого материала. Одним из возможных путей исключения такой разницы может явиться изменение давления инструмента на деталь в ходе протекания процесса съема материала. В связи с выше изложенным возникает необходимость применения таких методов, которые обладают возможностью реализации этого положения и отличаются ее быстродействием. Использование процесса магнитно-абразивной обработки (МАО) [1–3] характеризуется, кроме указанных ранее факторов, так же и широким диапазоном значений этого давления. Известно, что в качестве связки «ферроабразивной» щетки применяется магнитное поле, в свою очередь зависящее от регулирования подачи силы тока на катушки соленоидов электромагнитной системы (ЭМС). Процесс достижения требуемых показателей коэффициента светоотражательной способности и шероховатости поверхности можно осуществлять при помощи периодического контроля с использованием достаточно эффективных и недорогих его способов. Например, одним из таких способов служит помещение рядом с зоной обработки на пути движения светового потока листа папиросной бумаги, что позволяет на основе контраста выявить разность показателей этого коэффициента на различных участках общей площади полирования, если таковые образуются. В этом случае изменением подачи силы тока производится изменение давления в ту или иную сторону и осуществляется доводка поверхностного слоя.

Вместе с тем при обработке методом МАО деталей, которые обладают вращательной симметрией, применение принципа суперпозиции для расчета магнитных полей позволяет с высокой степенью точности произвести прогнозирование и определение магнитной индукции, представляющую собой силовую характеристику магнитного поля. Однако отступления от симметричной конфигурации изделия приводят к тому, что процесс МАО будет связан с трудностями установления коммутации магнитного потока. Эта комму-

тация характеризуется, во-первых, различной плотностью этого потока на различных участках полирования, во-вторых, возможностью роста его утечек. Данная ситуация предполагает снижение качества либо всей поверхности полирования, либо отдельных ее зон.

Следовательно, при необходимости обработки деталей машин, имеющих отступления от симметричности необходимо осуществить расчет магнитной индукции, и в случае ее установления произвести съем материала с учетом этих рекомендаций. В качестве примера такой обработки служит финишная обработка диска толщиной 0,4 мм и диаметром 100 мм. На одном из его участков отсутствует сектор, что искажает показатели магнитной индукции, рис. 1.

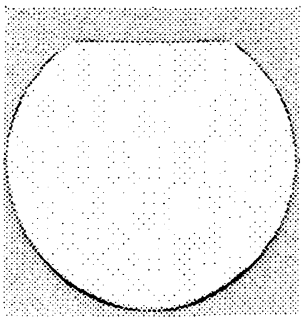


Рис. 1. Диск после МАО

Путем непосредственного расчета установлено, что искомая величина магнитной индукции равняется, рис. 2.

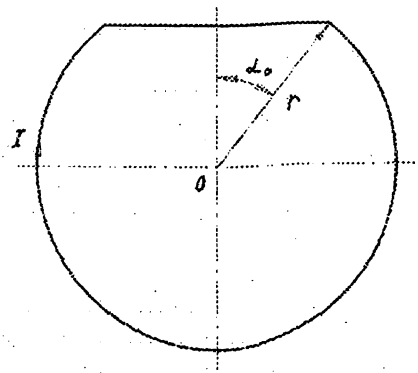


Рис.2. Схема определения магнитной индукции

$$B = B_1 + B_2,$$

где B_1 — магнитное поле от прямолинейного участка контура; B_2 — от его криволинейного.

Согласно закона Био-Савара-Лапласа

$$B_1 = 2\int_0^{\alpha_0} \frac{\mu_0 I \cos\alpha d\alpha}{4\pi r \cos\alpha_0} = \frac{\mu_0 I}{2\pi r} tg\alpha_0$$

$$B_2 = \frac{\mu_0}{4\pi} \frac{I(2\pi - 2\alpha_0)}{r^2} = \frac{\mu_0 I}{2\pi r}(\pi - \alpha_0)$$

В результате имеем

$$B = (\pi - \alpha_0 + tg\alpha_0)\mu_0 I / 2\pi r$$

В качестве оборудования использовался станок ЭУ-5 производства ФТИ НАН Беларуси. Режимы и параметры обработки: магнитная индукция, B = 1Тл; сила тока, I = 5А; угловая скорость шпинделя, $\omega = 50$ c^{-1}; скорость заготовки, V = 1-2 м/мин; величина рабочего зазора, $\delta = 1$ мм; время обработки, t = 120 с; коэффициент заполнения рабочего зазора, $K_з = 0,8$ — 1,2. Ферроабразивный порошок (ФАП) ПФА Р6М5-1, смазочно-охлаждающие технологические средства — СинМА-2 ТУ 38.5901176-91, 3% водный раствор. Размер зерна ФАП, D = 63 / 100 мкм. Шероховатость поверхности образцов до обработки составляла R_{a1} = 0,2-0,4 мкм. В результате проведенных исследований установлено, что коэффициент светоотражательной способности находится в пределах значений от 75 до 80%, и шероховатость поверхности после применения метода МАО достигает R_{a2} = 0,01-0,04 мкм. Использование расчета магнитной индукции позволило выявить отклонение ее величины на отдельных участках обрабатываемой поверхности, что обеспечило в процессе проведения обработки требуемое изменение давления инструмента на этих участках. В результате получена высокая степень однородности структуры поверхности детали после обработки и сближение показателей ее шероховатости по всей площади. Данный расчет также существенно снизил материально-технические затраты на проведение НИОКР.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сакулевич Ф.Ю. Основы магнитно-абразивной обработки. — Минск: Наука и техника, 1981. — 283с. 2. Скворчевский Н.Я., Федорович Э.Н., Ящерицын П.И. Эффективность магнитно-абразивной обработки. — Минск: Навука і тэхніка, 1991. — 192с. 3. Барон Ю.М.

Магнитно-абразивная и магнитная обработка изделий и режущего инструмента. — Л.: Машиностроение, 1986. — 182с.

УДК 621.81.004.1;621.9.015

В.В. Агафонов, Д.Н. Финатов, Д.И. Петрешин

АДАПТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАБОТКОЙ НА СТАНКАХ С УЧЕТОМ ЖЕСТКОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ

Брянский государственный технический университет
Брянск, Россия

Жесткость станка, как элемент технологической системы (ТС), оказывает существенное влияние на такие важнейшие показатели качества изготовления деталей, как точность получаемых размеров, форму и взаимное положение обработанных поверхностей, их волнистость и шероховатость, а также стабильность этих показателей в заданных пределах [1]. Поскольку станок, будучи составной частью замкнутой ТС, является системой разомкнутой, а замыкание ветвей инструмента и заготовки осуществляется силовыми и кинематическими параметрами процесса резания, то жесткость станка выступает как критерий качества при решении прямой задачи управления точностью обработки и как расчетный критерий при решении задачи проектирования.

В настоящее время в результате теоретических и экспериментальных исследований накоплен значительный материал по технологическому обеспечению качества обработки деталей, что позволяет создавать математические модели управления процессом обработки на станках. Однако эффективность использования таких моделей не всегда дает удовлетворительный результат, так как они с недостаточной полнотой учитывают влияние сложной многокоординатной упругой системы (УС) станка на статическую и динамическую составляющую жесткости технологической системы и, следовательно, на качество обработки в реальном времени. На кафедре «Автоматизированные технологические системы» БГТУ разработана методика инженерных расчетов статической и динамической составляющей жесткости станка как элемента ТС в реальном времени для создания математических моделей адаптивных систем так называемого прогнозирующего типа с использованием систем ЧПУ класса PCNC на базе серийных компьютеров и программирования обработки на языках высокого уровня.

В основе методики лежит сочетание трехмерной статической и динамической моделей УС станка, приведенной к двухмерной модели. Ее реше-

ние основано на так называемой теории координатной связи [2], согласно которой УС станка со многими степенями свободы приводится к эквивалентной УС с двумя степенями свободы по двум главным осям жесткости X1 и X2, одна из которых (X1) проходит через так называемый «центр жесткости» УС и является осью с максимальной жесткостью. Методика имеет блочное строение и содержит ряд этапов, результаты решения которых имеют как самостоятельное значение, так и взаимосвязаны между собой. Такое построение методики позволяет достаточно просто разрабатывать программное обеспечение систем автоматического управления и проектирования, а также вносить изменения и дополнения в расчетные процедуры методики.

Методика расчета состоит из последовательного решения следующих основных этапов:

1) анализ структуры УС станка и расчет его статической жесткости методом декомпозиции;

2) приведение трехмерной модели УС к эквивалентной плоской двухмерной модели и расчет динамической составляющей жесткости УС станка;

3) расчет параметров установившегося колебательного процесса в технологической системе энергетическим методом;

4) расчет текущего значения точности размеров и высотных характеристик профиля обрабатываемой поверхности деталей в реальном времени.

На первом этапе вначале определяется структура УС станка, т.е. число подвижных блоков в ветвях инструмента и заготовки, тип, форма и размеры направляющих, рассчитывается их контактная жесткость и производится декомпозиция УС, то есть разбиение многокоординатной УС ветви на составляющие ее блоки, например для УС ветви инструмента токарного станка — это блоки условно верхнего и нижнего суппортов.

Затем рассчитывается положение осей жесткости (углы $\lambda_в$ и $\lambda_н$) и жесткости $J_{X1_в}$, $J_{X2_в}$ и $J_{X1_н}$, $J_{X2_н}$ по этим осям для каждой из однокоординатных УС, составляющих общую УС ветви. Этап завершается расчетом статической жесткости каждой однокоординатной УС подвижного блока и определением суммарной жесткости УС ветви и станка.

На втором этапе определяется динамическая жесткость УС вствей инструмента, заготовки и станка в целом. Для этого вначале выполняются расчетные процедуры приведения трехмерной модели УС станка, учитывающей перемещение элементов УС под действием составляющих P_x, P_y, P_z силы резания в трех плоскостях (XOY; XOZ; YOZ), к эквивалентной двухмерной модели, удобной для определения динамической и статической жесткости УС, а также виброустойчивости при резании.

Задача приведения заключается в определении (уточнении) жесткости по главным осям X1 и X2 упругой системы в основной плоскости YOZ с учетом деформаций УС в плоскости XOY под действием силы $P_0' = \sqrt{P_y^2 + P_x^2}$. Затем рассчитываются основные параметры колебаний упругой системы по осям X1, X2, Y: величины амплитуд колебаний Ax1, Ax2, Ay по осям и значение сдвига по фазе колебаний по каждой оси (φx1, φx2, φy). Вычисления проводятся по эллипсу перемещений точки приложения силы $\Delta P_0 \sin\omega t$, построенного при амплитудно-фазовой характеристике колебательного процесса.

На третьем этапе условие виброустойчивости, то есть установившегося колебательного процесса, определяется на основе энергетического критерия в следующем виде:

$$W_В \le W_П + W_С,$$

где $W_В$ — работа сил возбуждения колебательного процесса за один цикл колебаний; $W_П$ — суммарная работа сил сопротивления (рассеяние энергии за цикл), равная потенциальной энергии упругих связей колеблющихся элементов YC; $W_С$ — суммарная работа сил сопротивления в демпфирующих элементах упругой системы.

Работу сил возбуждения определяем расчетом площади так называемого эллипса сил — фигуры, ограниченной диаграммой изменения силы Py (Pz) за цикл колебаний. В свою очередь, эллипсы сил строим с помощью диаграммы изменения толщины среза за цикл колебаний и эллипса перемещений.

Работы сил сопротивления определяем по выражениям

$$W_П = W_{ПX1} + W_{ПX2};$$

$$W_С = \Psi_{X1} W_{ПX1} + \Psi_{X2} W_{ПX2}.$$

Здесь $W_{П_{X1}} = \frac{A_{X1}^2 J_{X1}}{2}$; $W_{П_{X2}} = \frac{A_{X2}^2 J_{X2}}{2}$ — соответственно работа упругих связей по осям X1 и X2; Ψ_{X1}, Ψ_{X2} — относительное рассеяние (демфирование) энергии по осям X1 и X2.

На четвертом этапе вычисляем текущее значение динамической составляющей высоты микронеровностей или высоты волн обрабатываемой поверхности принимая их равными величине амплитуд колебаний A_y по оси Y или подстановкой динамической жесткости, определенной на втором этапе, в зависимости [1], определяемые высотные параметры микрогеометрии обрабатываемой поверхности.

Случайные факторы, неизбежно присутствующие в процессе обработки, приводят к тому, что параметры качества поверхности, предсказываемые различными зависимостями, будут отличаться от фактических значений. В условиях мелкосерийного и единичного производства, когда обрабатываются различные детали из разных материалов, бывает невозможным обеспечить требуемое качество. Это объясняется тем, что не для всех обрабатываемых материалов есть математические зависимости, которые могли бы предсказать результат для данных условий обработки (обрабатываемый материал, инструмент, технологическое оборудование). Поэтому, зачастую, требуется проведение дополнительных экспериментальных исследований, которые значительно увеличивают время технологической подготовки производства.

Использование в управлении технологическим оборудованием современных микропроцессорных систем ЧПУ позволяет создавать самообучающиеся автоматизированные технологические системы (САТС)[1], решающие проблему обеспечения заданного качества и значительно сокращающие время технологической подготовки производства.

Работа САТС заключается в получении математической модели, связывающей условия обработки и параметры качества обработанной поверхности, и использовании ее для управления технологической системой по любому из параметров качества.

Система работает следующим образом. Перед началом обработки партии деталей вводятся исходные данные: материал обрабатываемых деталей, геометрия инструмента, режимы резания, жесткость технологической системы, требуемое значение параметра качества обработанной поверхности и допуск на это значение. По введенным исходным данным система анализирует, имеется ли в базе данных соответствующая им математическая модель. Если в базе данных нет соответствующей математической модели, то система автоматически переходит в режим «обучение».

Задачей режима «обучение» является получение математической модели. Для этого необходимо на станке обработать пробную деталь — образец. Образец разбивается на участки, затем каждый из них автоматически обрабатывается с заданными режимами резания (S, V), и контролируются параметры качества обработанной поверхности, т.е. система проводит активный полнофакторный эксперимент 2^2. Контроль параметров качества обработанной поверхности осуществляется системой автоматически в процессе обра-

---

[1] Работа выполняется при финансовой поддержке Министерства образования РФ по гранту (шифр — PD02 — 2.10 — 185) молодых ученых.

ботки. Данные о входных и выходных параметрах заносятся автоматически в ЭВМ, и получается математическая модель вида:

$$П = C_0 S^x V^y,$$

где П — управляемый параметр качества обработанной поверхности; S — величина продольной подачи, мм/об; V — скорость резания, м/мин; C_0, x, y – коэффициенты модели.

Полученные коэффициенты и условия «обучения» запоминаются в памяти ПЭВМ и используются в дальнейшем при управлении. При изменении инструмента, его геометрии, материала деталей, глубины резания и т.п. необходимо будет опять провести обучение системы.

После получения математической модели приступают к обработке партии деталей, используя режим «работа». Для осуществления процесса управления необходимо из модели получить закон управления, отражающий количественную связь между управляемым параметром и управляющим воздействием. Так как модель содержит два управляющих воздействия (S,V), то управлять П можно либо путем изменения одного из воздействий, либо путем одновременного изменения обоих. Поэтому необходимое управляющее воздействие вначале выбирается по превалирующему влиянию его на параметр качества обрабатываемой поверхности. Так, если превалирующее влияние на управляемый параметр качества поверхности оказывает подача, то в этом случае скорость резания устанавливается на станке постоянной, а подача будет изменяться по закону

$$\left.\begin{aligned} V &= \text{const} \\ S_{ск} &= S_р \pm \Delta S \end{aligned}\right\},$$

где V — расчетное значение скорости резания; $S_{ск}$ — скорректированное значение продольной подачи; $S_р$ — расчетное значение продольной подачи; ΔS — поправка на величину продольной подачи.

ΔS вносится в ход процесса обработки, чтобы параметр П достиг своего требуемого значения или находился в пределах допуска на требуемое значение, определяется по зависимости

$$\Delta S = \left(\Delta П / C_0 V^y\right)^{1/x},$$

где ΔП — отклонение параметра качества обработанной поверхности от требуемого значения.

Знак коррекции, т.е. увеличение или уменьшение продольной подачи, система определяет сама автоматически на основе результата сравнения заданного значения параметра П и измеренного.

Так как модель не учитывает случайные факторы, возникающие в ТС при обработке, то необходимо периодически контролировать параметр П и вносить, если это необходимо, соответствующие поправки в ход процесса.

Использование методологии позволяет:

1. Оценить качество станка по параметру жесткости путем сравнения расчетной жесткости с жесткостью станка данного типоразмера, регламентированной (заданной) ГОСТом.

2. Определить при проектировании станка рациональное значение конструкторских параметров, характеризующих жесткость упругой системы станка.

3. Создать математические модели управления точностью и качеством поверхностного слоя при обработке деталей. Так как жесткость УС станка зависит от взаимного положения подвижных блоков УС относительно друг друга и соответственно изменяется в процессе обработки детали, то применение модели управления, обеспечивающей постоянную жесткость, позволяет получать стабильные заданные параметры шероховатости, волнистости и точности размеров при обработке.

ЛИТЕРАТУРА

1.Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. — М.: Машиностроение, 2000. — 320с. 2. Кудинов В.А.. Динамика станков. — М.: Машиностроение, 1967. — 357с.

УДК 621.762

Д.И.Божко, Л.С.Богинский, Л.Н.Ясюкевич

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ УСТАНОВОК ДЛЯ ИЗОСТАТИЧЕСКОГО ПРЕССОВАНИЯ НА ОСНОВЕ ПАРАМЕТРИЗАЦИИ

Белорусский национальный технический университет,
Институт повышения квалификации и переподготовки кадров по новым направлениям развития техники, технологии и экономики Минобразования РБ
Минск, Беларусь

В условиях рыночной экономики конкурентная борьба за потребителей требует от производственных предприятий постоянного обновления выпускаемой продукции и повышения ее качества. Это приводит к необходимости сокращения сроков и стоимости технической подготовки производства при

повышении качественного совершенствования разрабатываемых проектов. Решение этих проблем во многом может быть обеспечено за счет применения систем автоматизированного проектирования в процессе технической подготовки производства.

Трудоемкость и стоимость проектирования, как и качество его результатов, определяется объемом и глубиной инженерных знаний предметной области, заложенных в систему проектирования. В существующих системах автоматизированного проектирования в подавляющем большинстве случаев инженерные знания остаются вне системы проектирования. Конструктор не использует все возможности дорогостоящей системы проектирования, а работает с ней лишь в примитивном режиме «электронного кульмана». Выходом из сложившегося положения является применение специализированных автоматизированных объектно-ориентированных систем проектирования, представляющих собой CAD системы, адаптированные к конкретной предметной области с помощью программно-методических модулей. При применении таких систем инженерная деятельность претерпевает качественные изменения: специалист вводит в систему проектирования данные технического задания и наблюдает за процессом генерации проекта, принимая принципиальные решения путем их выбора из вариантов, предлагаемых компьютером.

В Институте повышения квалификации и переподготовки кадров при Минобразовании Республики Беларусь совместно с Белорусским национальным техническим университетом создана принципиально новая установка для сухого изостатического прессования (СИП) различного назначения, исполнения и типоразмеров [1]. Установки СИП являются альтернативой применяемым в настоящее время гидростатам и газостатам и могут успешно их заменять на предприятиях металлургического комплекса (рис.1).

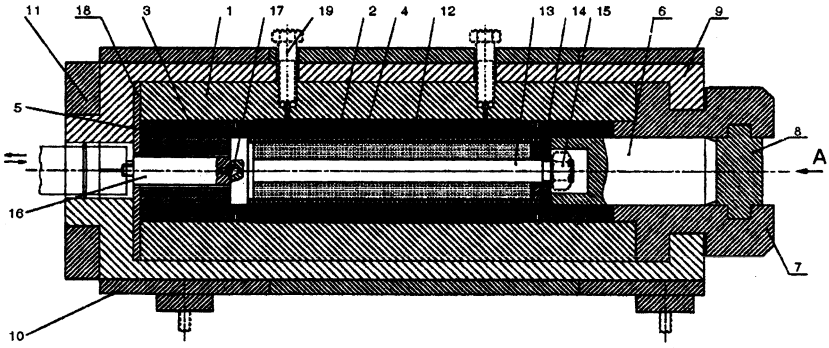


Рис.1. Установка для сухого изостатического прессования

Конструктивные особенности и технические решения предлагаемого типа установок позволяют комплексно реализовать положительные признаки известных способов прессования при отсутствии их недостатков, а также обеспечить равномерное распределение плотности по объему прессовки, снизить энергозатраты на процесс прессования, возможность усложнить формы прессовки и формировать специальные конструктивные элементы (центровые отверстия и т.д.). Радиальное уплотнение порошка через эластичный инструмент обеспечивает равномерное сжатие всего объема и, как следствие, устранение локальных плоскостей концентрации деформаций и условий образования нарушений сплошности (брака) на стадиях прессования и спекания. Следует отметить, что все способы прессования, предусматривающие воздействие на дискретную заготовку жидкого или газообразного тела, предполагают необходимость герметизации формы с заготовкой и предварительного вакуумирования такой формы. Применение способа сухого изостатического прессования позволяет отказаться от дегизации формы с порошком и, тем более, не требует ее герметизации [2].

Характерной особенностью изостата является соотношение значительного количества их типов и типоразмеров. Такие установки можно разделить на 2 типа — горизонтальные и вертикальные. В зависимости от заказа, любой из двух видов установок может иметь различную длину и внутренний диаметр. Несмотря на высокий уровень типизации элементов конструкции рассматриваемых установок, в каждом конкретном случае приходится выполнять большой объем проектно-конструкторских работ. Учитывая острую необходимость в сокращении сроков проектирования, делались попытки использовать существующие универсальные САПР.

Однако эти системы автоматизированного проектирования не дают возможности получать конструкторские чертежи проектируемой установки в автоматизированном режиме и требуют дополнительной реализации алгоритмов автоматизированного расчета изостата. Целью такого расчета является выбор диаметра и длины типовой наладочной формы, выбор типа корпуса по критерию прочности, а также силовой расчет рамы и основных узлов.

В рассматриваемой работе была поставлена задача, создать автоматизированную систему проектирования изостатического оборудования на основе параметризации, которая является наиболее перспективной технологией выполнения проектно-конструкторских работ в машиностроении.

Под параметризацией в рассматриваемом случае понималось построение и многократное использование математической модели конструкторского чертежа изделия с возможностью изменения его основных параметров. При изменении основных параметров автоматически происходит изменение

всех связанных с ним математическими или логическими выражениями остальных параметров чертежа. Таким образом, параметризация может стать подспорьем в вопросах типового проектирования, если при проектировании новых изделий за основу берется существующий проект и производится его корректировка путем ввода новых элементов и изменением размеров [3].

В разрабатываемой объектно-ориентированной САПР механизм параметризации реализован с использованием системы параметрического автоматизированного проектирования и черчения T-FLEX CAD, которая стала базой для разработки автоматизированной системы параметрического проектирования установок для сухого изостатического прессования.

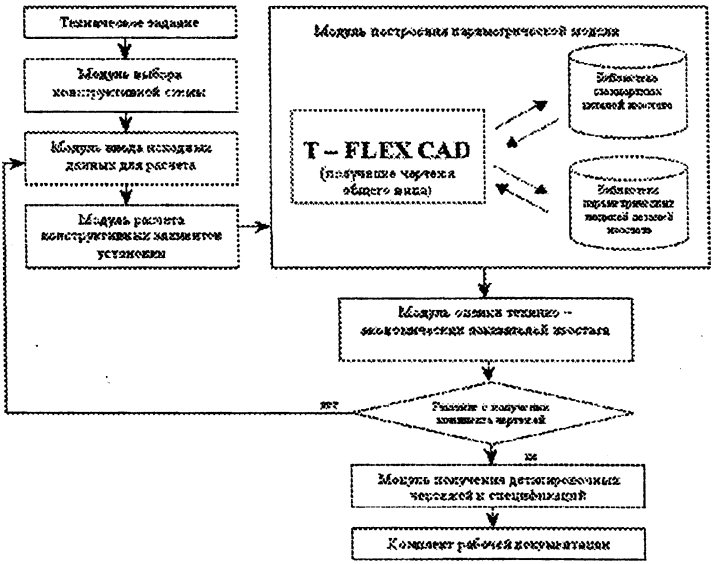


Рис. 2. Структурная схема автоматизированной системы параметрического проектирования установки для изостатического прессования

В состав системы автоматизированного проектирования изостата входят следующие программно-методические модули (рис.2):

— модуль выбора конструктивной схемы;
— модуль ввода исходных данных для расчета;
— модуль расчета конструктивных элементов установки;
— модуль построения параметрической модели;
— модуль получения деталировочных чертежей и спецификаций.

Все вышеназванные модули, за исключением модуля параметрических элементов изостата, разработаны в среде объектно-ориентированного программирования Delphi.

Принцип действия разработанной системы проектирования сводится к тому, что при изменении исходных данных на проектирование изостата происходит расчет конструктивных параметров, затем полученные данные передаются в параметрическую модель изостата, в состав которой входят сборочной чертеж общего вида, деталировочные чертежи и спецификации. В результате происходит обновление параметров параметрической модели и, соответственно, обновление чертежей и спецификаций.

Опытное использование автоматизированной системы параметрического проектирования установок СИП на этапе конструкторской подготовки производства показало возможность значительного сокращения времени и трудоемкости проектирования. Например, на проектирование изостата обычными средствами конструктор тратил около 20 рабочих дней, а с использованием разработанной специализированной системы автоматизированного проектирования этот процесс занимает менее 2 часов.

Для проектирования машиностроительных изделий типовым методом целесообразно создавать специализированные системы автоматизированного проектирования на основе использования объектно-ориентированных модулей параметризации в соответствии с рассмотренным подходом. Это позволяет значительно сократить трудоемкость проектных работ при относительно небольших материальных затратах на автоматизацию конструкторской подготовки производства.

Работа выполнена при поддержке NATO (проект NATO SfP-978002 «Смешенные проводные мембраны для частичного окисления природного газа»).

ЛИТЕРАТУРА

1. Патент BY №1122 от 30.12.2003 Устройство для прессования изделий из порошков. МПК 7 B 22F 3/00 Реут О.П., Богинский Л.С., Божко Д.И. 2. Реут О.П., Богинский Л.С., Петюшик Е.Е. Сухое изостатическое прессование уплотняемых материалов. — Минск: «Дэбор», 1998, — 258 с. 3. Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование и технология изготовления. Сборник научных трудов. Вып.1. В 3-х т. — Т.2 / Под общ. ред. П.А. Витязя. — Мн.: УП «Технопринт», 2002. — 477 с.

УДК 62-82.001.63

В.Ф. Горошко, В.П. Леневич

ПОВЫШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЖЕСТКОСТИ СТАНКОВ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Повышение динамической жесткости гидроприводов необходимо для решения задач ликвидации резонансных явлений в системе, когда частота внешнего воздействия близка к одной из частот собственных колебаний гидропривода или одного из контуров.

Применение виброгасителей, построенных на основе упругого, инерционного и демпферного элементов, позволяет снизить уровень вынужденных колебаний в гидроприводах металлорежущих станков [1]. Сравнительный анализ эффективности обеих схем присоединения виброгасителей к рабочему органу наиболее целесообразен в тех случаях, когда контур, образуемый силовым гидроцилиндром и гидравлическим емкостями его магистралей, является доминирующим в гидроприводе (рис. 1).

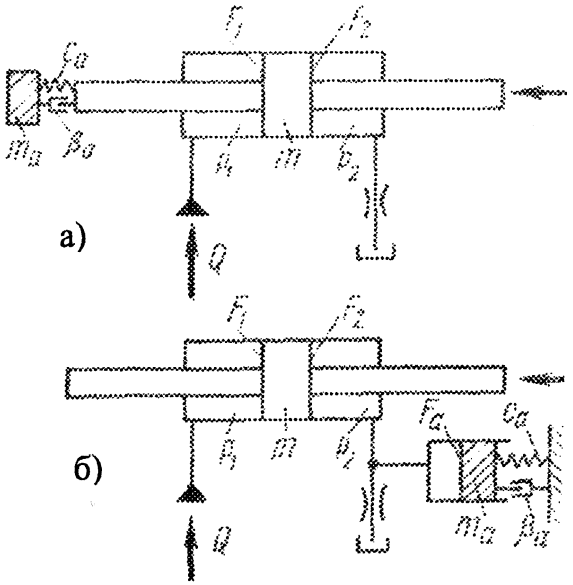


Рис. 1. Схемы присоединения динамических виброгасителей к рабочему органу

Для оценки эффективности присоединения виброгасителя к силовому гидроприводу может быть использована система линейных дифференциальных уравнений, в которой первое и второе уравнение представляют уравнения расходов, третье и пятое — уравнение сил, четвертое и шестое — вспомогательные (1):

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dfrac{1}{C_1}\left(-k_{11}x_1 + k_{12}x_2 - F_1x_3 + y_1(t)\right); \\ \dot{x}_2 = \dfrac{1}{C_2}\left(k_{12}x_1 - k_{22}x_2 + F_2x_3\right); \\ \dot{x}_3 = \dfrac{1}{m}\left(F_1x_1\right) - F_2x_2 - \beta x_3 - c_a x_4 + \beta_a x_5 + c_a x_6 + y_3(t); \\ \dot{x}_4 = x_3; \\ \dot{x}_5 = \dfrac{1}{m_a}\left(\beta_a x_3 + c_a x_4 - \beta_a x_5 - c_a x_5\right); \\ \dot{x}_6 = x_5 \end{cases} \qquad (1)$$

где x_1 и x_2 — приращения давлений соответственно p_1 в рабочей и p_2 в обратной полостях цилиндра; x_3 и x_4 –приращения скорости и перемещения рабочего органа; x_5 и x_6 — приращения скорости и перемещения инерционного элемента виброгасителя; C_1 и C_2 гидравлические емкости рабочей и обратной магистралей гидропривода;m — масса рабочего органа; F_1 и F_2 — площади рабочей и обратной полостей цилиндра; $y_{1(t)}$ и $y_{3(t)}$ — переменные составляющие соответственно расхода нагнетания Q_1 и силы сопротивления P; k_{11}, k_{12} и k_{22} — коэффициенты утечек; C_a, m_a и β_a — жесткость, масса и коэффициент вязкого трения соответственно упругого, инерционного и демпфирующих элементов виброгасителя; β — суммарный коэффициент вязкого трения рабочего органа: $\beta = \beta_и + \beta_a$; $\beta_и$ и β_a — коэффициенты вязкого трения рабочего органа и демпфирующего элемента виброгасителя.

Исследование влияния переменных составляющих расхода нагнетания и силы сопротивления на колебание скорости рабочего органа и выбор оптимальных параметров виброгасителя (рис. 1, а) может быть произведено при помощи передаточных функций, получаемых при решении системы линейных дифференциальных уравнений в пространстве изображений [2].

Исходная система линейных дифференциальных уравнений для оценки эффективности присоединения виброгасителя согласно схеме рис. 1, б может быть записана в виде:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dfrac{1}{C_1}\left(-k_{11}x_1 + k_{12}x_2 - F_1x_3 + y_1(t)\right); \\ \dot{x}_2 = \dfrac{1}{C_2}\left(k_{12}x_1 - k_{22}x_2 + F_2x_3 - F_a x_4\right); \\ \dot{x}_3 = \dfrac{1}{m}\left(F_1x_4 - F_2x_2 - \beta_и x_3 + y_3(t)\right); \\ \dot{x}_4 = \dfrac{1}{m_a}\left(F_a x_2 - \beta_a x_4 - c_a x_5\right); \\ \dot{x}_5 = x_4 \end{cases} \qquad (2)$$

где x_1 и x_2 — приращения давлений в рабочей и обратной полостях цилиндра; x_3 приращение скорости рабочего органа; x_4 и x_5 — соответственно скорость и приращение скорости инерционного элемента виброгасителя.

Влияние переменных составляющих $y_1(t)$ и $y_3(t)$ соответственно расхода нагнетания и силы сопротивления на колебания скорости рабочего органа с учетом виброгасителя может быть исследовано при помощи передаточных функций:

$$w_1 = \frac{F_1}{C_1 m} \cdot \frac{s^2 + b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}; \qquad (3)$$

$$w_2 = \frac{1}{m} \cdot \frac{s^4 + d_3 s^3 + d_2 s^2 + d_1 s + d_0}{s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}, ; \qquad (4)$$

где a_0, a_1, a_τ, a_3, a_4 и a_5 — коэффициенты характеристического уравнения системы, равные

$$a_4 = \Psi_1 + \Psi_2 + \Psi_3 + \Psi_4;$$

$$a_3 = \omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2 + \omega_4^2 + \psi_1\psi_2 + (\psi_1 + \psi_2)(\psi_3 + \psi_4) + \psi_3\psi_4 - \psi_{12}\psi_{21};$$

$$a_2 = \psi_1(\omega_2^2 + \omega_3^2 + \omega_4^2 + \psi_3\psi_4) + \psi_2(\omega_1^2 + \omega_2^2 + \psi_3\psi_4) +$$

$$+\psi_3(\omega_3^2+\omega_4^2+\psi_1\psi_2-\psi_{12}\psi_{21})+\varphi_4(\omega_1^2+\omega_2^2+\psi_1\psi_2-\psi_{12}\psi_{21})-\gamma^3;$$

$$a_1=(\omega_1^2+\omega_2^2)\omega_4^2+\omega_3^2\omega_1^2+\omega_1^2\psi_2\psi_4+\omega_2^2\psi_1\psi_4+\omega_3^2\varphi_1\varphi_2+$$

$$+\omega_4^2(\psi_1\psi_2+\psi_2\psi_3+\psi_3\psi_1-\psi_{12}\psi_{21})+(\psi_1\psi_2-\psi_{12}\psi_{21})\psi_3\psi_4-2\gamma^3\psi_4;$$

$$a_0=\omega_4^2(\psi_1\omega_2^2+\psi_2\omega_1^2+\psi_1\psi_2\psi_3-\psi_{12}\psi_{21}\psi_3-\gamma^3;$$

$b_1, b_2, b_0, d_3, d_2, d_1$ и d_0 — коэффициенты передаточных функций:

$$b_2=\psi_2+\psi_1-\frac{F_2}{F_1}\psi_{21}; \qquad b_1=\omega_3^2+\omega_4^2+\psi_4(\psi_2-\frac{F_2}{F_1}\psi_{21});$$

$$b_0=\omega_4^2(\psi_2-\frac{F_2}{F_1}\psi_{21}); \qquad d_3=\psi_1+\psi_2+\psi_4;$$

$$d_2=\omega_3^2+\omega_4^2+(\psi_1+\psi_2)\psi_4+\psi_1\psi_2-\psi_{12}\psi_{21};$$

$$d_1=\psi_1(\omega_3^2+\omega_4^2)+\psi_2\omega_4^2+\psi_4(\psi_1\psi_2-\psi_{12}\psi_{21});$$

$$d_0=\omega_4^2(\psi_1\psi_2-\psi_{12}\psi_{21});$$

В этих выражениях $\psi_1, \psi_{12}, \psi_{21}, \psi_2, \psi_3, \psi_4, \omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ и γ -парциальные частоты, равные соответственно:

$$y_1=\frac{k_{11}}{C_1}; \qquad y_{12}=\frac{k_{12}}{C_1}; \qquad y_{21}=\frac{k_{12}}{C_2}; \qquad y_2=\frac{k_{22}}{C_2}; \qquad y_3=\frac{\beta_1}{m}; \qquad y_4=\frac{\beta_a}{m_a};$$

$$g^3=2\frac{F_1F_2k_{12}}{C_1C_2m}; \quad \omega_1^2=\frac{F_1^2}{C_1m}; \quad \omega_2^2=\frac{F_2^2}{C_2m}; \quad \omega_3^2=\frac{F_2^2}{C_2m}; \quad \grave{u}_4^2=\frac{C_a}{m_a};$$

Анализ полученных амплитудно-частотных характеристик показывает, что наибольший эффект при относительно небольших утечках в системе ($k_{11} \cong k_{12} \cong k_{22} \cong 0$) достигается при динамическом гашении колебаний, когда частота ω внешнего воздействия и параметры виброгасителя удовлетворяют условию:

$$\beta_a=0; \quad \sqrt{\frac{C_a}{m_a}+\frac{F_a^2}{C_2m_2}}=\omega\cdot$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. — М.: Машиностроение, 1976. — 240 с. 2. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. — М.: Наука, 1973. — 832 с.

УДК 621.914.6:621.883

Б.В. Иванов

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ЭМПИРИЧЕСКИХ РАСПРЕДЕЛЕНИЙ СТОЙКОСТИ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Министерство образования РБ
Минск, Беларусь

К настоящему времени предлагается ряд законов для описания рассеивания стойкости металлорежущего инструмента (табл. 1). Вывод каждого из них базируется на математической обработке большого количества результатов наблюдений за стойкостью инструмента в производственных условиях.

П.Г. Кацев [1] показал, что наилучшую апроксимацию эмпирического распределения стойкости сверл, резцов, метчиков, плашек дает усеченно-нормальное распределение. Для мелких сверл применимость закона зависит от условий эксплуатации и может использоваться экспоненциальное, нормальное и другие виды распределений.

Л.С. Центер описал связь вида закона распределения с качеством инструмента и условиями его эксплуатации, характеризуемых коэффициентом вариации стойкости K_v [2]. При значениях K_v = 0,1…0,3 вполне применимо нормальное распределение. Если K_v = 0,3…0,6, то предпочтительно использовать смешанное, представляющее комбинацию нормального и показательного законов. При K_v = 0,6…1,0 характерно экспоненциальное распределение.

В работах под руководством Г.Л. Хаета, указывается на возможность применения различных законов [3]. В случае постоянства значения параметра потоков отказов λ применимо экспоненциальное распределение, в иных случаях — логарифмически-нормальное или закон Вейбулла. Композиция нормального и экспоненциального распределений характерна для описания стойкости инструмента, имеющего высокое качество. Тяжелые условия работы характеризуются усеченно-нормальным распределением.

Анализируя закономерности изнашивания режущего инструмента, Е.С. Высоковский [4] отметил, что распределение скорости износа хорошо апроксимируется α-распределением, а отказы инструмента, вызываемые потерей точности, можно описывать распределением Вейбулла. Нормальное распределение времени безотказной работы характерно для рациональных инструментальных наладок.

Принимая в качестве причин, вызывающих отказы инструментов, износ, разладку и их поломку, И.А. Клусов [5] предложил применять для описания распределения стойкости инструментов роторных автоматических линий композицию нормального и экспоненциального распределений. При этом он не увязывает вид закона с причинами отказа инструментов.

Изучая эмпирическое распределение износа с течением времени, авторы работы [6] принимают для его описания нормальный закон. Указывается, что с течением времени работы инструмента вид распределения несколько изменяется: в начальный период рассеивание среднего износа описывается нормальным распределением, а далее распределение становится асимметричным со сдвигом вершины в область меньших значений износа.

В работе [7] при преобладающем нормальном затуплении предлагается ряд распределений: нормальное, несимметричное (одностороннее), смешанное, распределение с ответвлениями, «улучшенное» и распределение Пуассона при выкрашивании режущих кромок.

Логарифмически-нормальное распределение для описания стойкости инструмента применил И.Тейлор [8].

Исследования Б.А. Мстслсва [9] показывают, что при нормальном затуплении с коэффициентом вариации стойкости $K_v < 0{,}3\ldots0{,}5$ предпочтительным в большинстве случаев является нормальное распределение, при $K_v > 0{,}3\ldots0{,}5$ — распределение Вейбулла. При выходе инструмента из строя вследствие выкрашивания и поломок — также распределение Вейбулла.

Приведенный анализ показывает, что закон распределения стойкости инструмента определяется характером его износа, условиями эксплуатации. Если выход инструмента из строя происходит по причине его постепенного износа, распределение стойкости инструмента подчиняется в основном нормальному и логарифмически-нормальному законам. Если выход инструмента происходит часто по причине его внезапных поломок, выкрашивания режущей части, распределение стойкости инструмента хорошо описывается такими законами, как Вейбулла-Гнеденко, гамма-распределение и др.

При эксплуатации червячных фрез из быстрорежущих сталей более характерна первая модель выхода их из строя, так как обычно коэффициент вариации стойкости фрез $K_v < 0{,}3$. Однако в случае нарушения технологии изго-

товления фрез и технологии зубонарезания возможна и вторая модель. Поэтому для оценки распределения стойкости червячных фрез в производственных условиях в качестве теоретически возможных законов были приняты 4 названных выше закона. Эти законы наиболее распространены в выполненных исследованиях распределений стойкости режущих инструментов (табл. 10.

Для получения экспериментальных данных были выполнены длительные (в течение 6 месяцев) стойкостные испытания стандартных цельных червячных фрез из стали Р6М5 при обработке цилиндрических зубчатых колес из стали 18ХГТ, НВ156...217, m = 4 мм, z = 48. За критерий затупления фрезы был прият износ 0,8 мм по линии сопряжения задней и боковых поверхностей зубьев. Фрезы работали на режимах резания, применяемых на линии механической обработки шестерен. Качество изготовления фрез проверялось по баллу карбидной неоднородности, величина которого колебалась в пределах 5–7, при заточке — по величине отклонения от радиальности передней режущей грани зуба фрезы, значение которого не превышало 0,08 мм. Было принято допущение, что после переточки фрезы обладают свойством равноценности. Обработка производилась на станках, приведенных в техническое состояние, соответствующее нормам технологической точности. При обработке заготовок производился периодический 10-ти процентный контроль твердости по Бринеллю. Значение твердости колебалось в пределах НВ156...207. Износ фрез после обработки фиксируемого количества деталей измерялся лупой Бринелля с 24-кратным увеличением.

На первой стадии расчетов произведена оценка резко выделяющихся данных с помощью критерия Груббса. Результаты, не соответствующие этому критерию, были исключены. Выбор теоретических законов распределения, в наилучшей степени соответствующих эмпирическим распределениям, производился с помощью критериев Пирсона χ^2 и Колмогорова λ по результатам выравнивания экспериментальных распределений принятыми теоретическими. Проверка соответствия эмпирических и теоретических распределений проводилась с помощью соответствующей вероятностной бумаги. В соответствии с рекомендациями было принято, что гипотеза распределения стойкости фрез в рассматриваемых условиях обработки по выбранному закону распределения не противоречит опытным данным, если $P(\chi^2)>0{,}05$, а $P(\lambda)>0{,}6$.

Результаты выполненного выравнивания и сопоставления эмпирических и теоретических распределений стойкости червячных фрез для различных условий их эксплуатации свидетельствуют о том, что все выбранные теоретические законы могут быть использованы для описания эмпирических распределений стойкости червячных фрез в производственных условиях. В лучшей степени для этого пригодны нормальный и логарифмически-нормальный законы.

Таблица 1

Применяемость теоретических законов для выравнивания эмпирических распределений стойкости металлорежущего инструмента

Исследователи	Вид закона										Источник информации
	Нормальный	Усеченно-нормальный	Логарифмически-нормальный	Экспоненциальный	Вейбулла	Гамма-распределение	Бернштейна	Смешанное (нормальное + экспоненциальное)	α-распределение	Пуассона	
Кацев П.Г.	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-	[1]
Центер Л.С.	+	-	-	+	-	-	-	+	-	-	[2]
Хает Г.Л.	-	+	+	+	+	-	-	+	-	-	[3]
Высоковский Е.С.	+	-	-	-	+	-	-	-	+	-	[4]
Клусов И.А.	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	[5]
Кипучевски В. Витеровски К.	+	-	-	-	-	-	-	+	-	+	[6]
Тейлор И.	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	[8]
Метелев Б.А.	+	-	-	-	+	-	-	-	-	-	[9]
Герцбах И.Б. Кордонский Х.Б.	+	-	+	+	+	+	+	-	-	-	[11]
Пасько Н.И.	+	+	-	-	-	-	-	+	-	-	[12]

Выполнен также анализ законов распределения таких характеристик работоспособности сборных червячных фрез конструкции МПКТИ, как износ зубьев, приведенная стойкость, относительный износ, длина обработки до заданного износа. При этом с помощью пакета прикладных программ STATGRAPHICS было произведено сравнение для каждого из указанных параметров их эмпирических распределений по результатам экспериментов с рядом теоретических распределений. В качестве теоретических законов распределения были приняты законы: нормальный, Бернулли, биноминальный, равной вероятности, дискретный равномерный, геометрический, логарифмически-нормальный, Стьюдента, прямоугольного треугольника, Вейбулла [10]. Установлено, что для описания распределений всех рассмотренных показателей работоспособности червячных фрез могут быть использованы нормальный и логарифмически-нормальный законы.

Полученные результаты являются одной из предпосылок успешного применения методов корреляционно-регрессионного анализа при изучении и моделировании процесса износа червячных фрез различных конструкций из быстрорежущих сталей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кацев П.Г. Статистические методы исследования режущего инструмента. — М., Машиностроение, 1974. — 240 с. 2. Центер Л.С. Исследование надежности режущих инструментов металлообрабатывающего автоматизированного оборудования: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / АН БССР — Минск, 1962. — 19 с. 3. Хаст Г.Л. Надежность режущего инструмента.— Киев: Гос. план. ком. Сов. Мин. Укр. ССР, 1968. — 32 с. 4. Высоковский Е.С. Технологические исследования надежности и производительности многоинструментальных наладок автоматизированного металлорежущего оборудования: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Тульский политехн. ин-т. — Тула, 1968. — 30 с. 5. Клусов И.А. О надежности роторных автоматических линий // Вестник машиностроения. — 1964. — № 6. — С.71–74. 6. Kiepuszewski B, Wieczerowski K. Die probabilistische Schdtzung des Abnutzunsgrades von Frdsern // Wiss. Z.Humboldt — Univ. — Berlin: Math. — Nat. — 1967. — XVI x1. — S.27–32. 7. Scholz. Statistische Verfahren der Standsetfernittlung // Werkszattstechnik. — 1964. — 54 № 9. — S. 554–560. 8. Taylar I. The evaluation of carbide toolmaterials by machining tests // Instn. Mech. Eugrs., 1967–1968. — 182, № 35. — S. 725–734. 9. Метелев Б.А. Исследование рассеивания стойкости режущих инструментов и его влияние на режим резания: Автореф. дис. ... канд. техн. наук:

05.171 / Горьковский политехн. ин-т. — Горький, 1970. — 35 с. 10. Иванов Б.В. Исследование эксплуатационных свойств сборных червячных фрез различной конструкции // Наука и технологии на рубеже XXI века: Материалы Международной научно-технической конференции / Под ред. И.П. Филонова, Е.П. Сапелкина, Г.Я. Беляева. — Мн.: УП «Технопринт», 2000. — 630 с. 11. Кордонский Х.Б. Вероятностный анализ процессов изнашивания. — М.: Наука, 1968. — 55 с. 12. Пасько Н.И. Выбор скорости резания с учетом разброса параметров / Прогрессивная технология машиностроения: Сб. ст. Под ред. В.В. Морозова, Вып. III, — Тула, 1968. — С. 127–131.

УДК 674.055

И.А. Иванов, А.Л. Приставкин

ПРОГРЕССИВНЫЙ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИЙ ИНСТРУМЕНТ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Постоянно растут требования к режущим инструментам для деревообработки. Эти требования включают качество, надежность, стойкость, универсальность, безопасность, стоимость и др. Наблюдается расширение номенклатуры режущего инструмента, которая должна удовлетворять потребностям деревообработчиков.

Цель статьи — обзор наиболее прогрессивного деревообрабатывающего инструмента.

В настоящее время для обработки деталей окон, дверей, мебельных фасадов, паркета, вагонки, доски пола и др. производителями предлагаются сборные фрезы с постоянным диаметром резания, оснащенные сменными ножевыми пластинками с двумя и более режущими кромками. Корпуса этих фрез изготавливаются из термообработанной конструкционной стали и отличаются своей износостойкостью. Режущие пластинки выполнены из быстрорежущих, высокоуглеродистых сталей или твердого сплава, предназначенного для обработки массивной древесины, и обеспечивают оптимальное качество поверхности готовых деталей при высоких показателях стойкости.

Отдельные сборные фрезы размещаются на прецизионных монтажных втулках с крышками и закреплены винтами или гайками в составные блоки

инструментов для обработки конкретного профиля за один технологический проход.

Одна и та же фреза может входить в состав разных блоков для обработки конкретных профилей, что позволяет значительно снизить стоимость комплекта фрез в целом.

Для повышения качества выбора четвертей на фрезы устанавливают подрезные ножи. Обтекаемая форма корпуса фрез позволяет уменьшить уровень шума при работе. Срок службы корпуса фрезы не ограничен, а режущие элементы после выхода из строя (отработки ресурса) могут быть заменены новыми.

За последние годы претерпело свое изменение и винтовое фрезерование. Помимо фрез с различными криволинейными ножами появились конструкции фрезы с поворотными ножевыми пластинками.

При фрезеровании обычной ножевой головкой наблюдаются периодичность воздействия ножей фрезы на обрабатываемый материал, ударные нагрузки на станок и инструмент, вибрации, волнообразность поверхность. Винтовые фрезы устраняют недостатки, т.к. лезвие постепенно входит в древесину и обеспечивает более чистое и легкое перерезание волокон. Актуальными проблемами для винтовых фрез остаются точная установка ножей, ножевых пластинок и их обслуживание.

В настоящее время помимо обычной конструкции ножевой головки предлагаются и гидравлические, которые значительно повышают качество обрабатываемых поверхностей.

Обычные головки могут быть установлены на различные типы станков, однако качество обрабатываемой поверхности и скорость подачи при этом будут значительно ограничены. Причина в следующем: для посадки инструмента с механическим зажимом необходим зазор. Он составляет до 0,05 мм. Этот зазор и является причиной неизбежного отклонения ножей от оптимального диаметра. Даже при большом количестве ножей в головке только один из них будет определять качество обрабатываемой поверхности. В результате этого хорошего качества поверхности можно достичь при скоростях подачи 8–12 м/мин.

Гидроинструмент (рис.1) позволяет работать при скоростях подачи (до 200 м/мин) и получить высокое качество обработанной поверхности.

Инструмент крепится на шпинделе гидравлически. Камеры и каналы в ножевой головке наполнены жировой смазкой. С помощью гидрошприца давление в каналах поднимается до 300 атм. За счет этого стенки камеры раздвигаются, и ножевая головка оказывается зажатой на шпинделе не только без зазора, но и равномерно со всех сторон, строго отцентрировано. После снижения давления происходит разжим, и инструмент можно снять.

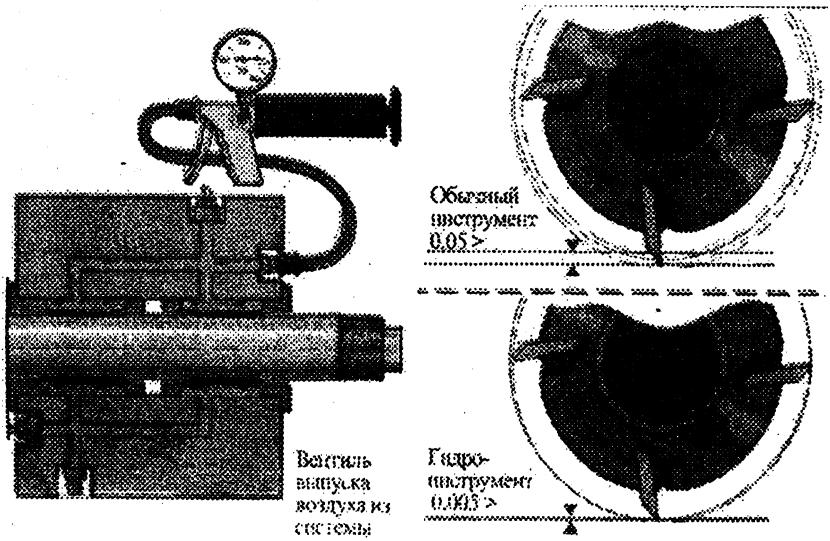


Рис. 1.

Таким образом, в отличие от инструмента с механическим зажимом гидрозажим не имеет установочного зазора. Отклонение в установке может достигать не более 0,002–0,005 мм по диаметру резания. Для ориентации всех ножей строго по диаметру резания необходимо подтачивать инструмент непосредственно на станке. Ножи с помощью джойнстера (Joinstein — заточный камень) подтачиваются при рабочих вращениях шпинделя, при этом удаляется остаточное отклонение ножей.

Джойнстирование можно повторять много раз, что положительно сказывается на стойкости инструмента. Чтобы качество обработанной поверхности оставалось высоким, необходимо чтобы размер фаски не превышал 0,5 мм -- для мягких пород, а для твердых — 0,7 мм.

Созданный фирмой LEUCO зажим хвостового инструмента принцип, которого основан на холодной упругой деформации стали (рис. 2), позволяет обеспечить радиальное биение не более 0,003 мм.

Инструмент с диаметром хвостовика 25мм, зажатый в зажиме, выдерживает крутящий момент более 200 Н/м. Эти преимущества, повышают срок службы шпинделя, качество обработанной поверхности и срок эксплуатации инструмента.

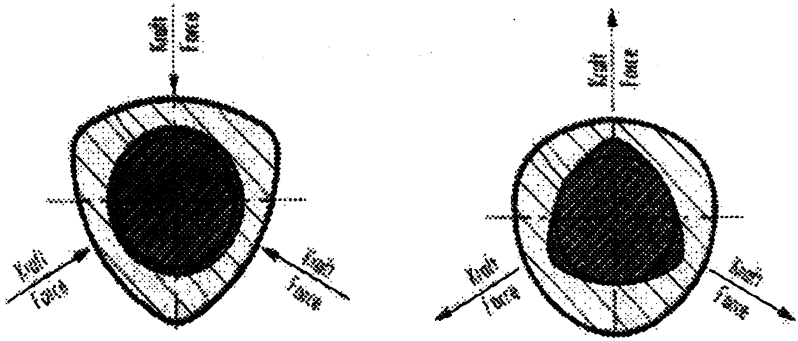


Рис. 2.

Таким образом, обзор прогрессивного деревообрабатывающего инструмента позволяет сделать следующие выводы: преимущество точного инструмента будет более значимым при точном и жестком сопряжении и креплении инструмента на станке; для повышения качества обработанной поверхности необходимо применять винтовые фрезы; при фрезеровании инструментом с механическим зажимом — использовать джойнстирование.

ЛИТЕРАТУРА

1.Вайнгарт Б. Новости мира инструмента // Новости деревообработки. — 2002. — №10. — С.8–12. 2.Уникальный инструмент фирмы Michael Weinig AG // Новости деревообработки. — 2001.— №3. — С. 3–12. 3. Каталог дереворежущего инструмента IBERUS-КИЕВ. — 2002. 4. Каталог дереворежущего инструмента УДАЧА. — 2003.

УДК 621.9

А.И. Кочергин, А.В. Ажар

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЙ ВЕЛИЧИН ИЗНОСА ИНСТРУМЕНТОВ С ТВЕРДОСПАВНЫМИ ПЛАСТИНАМИ В МОМЕНТ СЪЕМА СО СТАНКА

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

В производстве в качестве критерия смены инструмента редко используется заданная величина допустимого износа. Такими показателями могут быть: допустимая точность обработки, характерный шум, вибрации станка, замена других инструментов наладки либо пластин многозубого инструмента, перерыв на обед. Таким образом, критерий смены инструмента носит случайный характер.

С целью совершенствования методов определения стойкости проведены исследования по выявлению причин отказа и характера рассеивания величин износа инструментов в момент съема.

Исследования причин отказа и измерения износа сменных твердосплавных пластин проведены в ИРК МАЗ. Исследовались неперетачиваемые пластины различных форм, размеров, марок твердых сплавов, одно и двух сторонние.

В качестве основных причин отказа были выявлены: износ по задней поверхности, выкрашивание и разрушение режущей кромки (поломка вершины). Химический износ, пластическое деформирование вершины, повреждение режущей кромки вне зоны резания, лункообразование на передней поверхности, абразивный износ, наростообразование, термотрещины встречаются значительно реже. Объяснить это можно склонностью твердого сплава к разрушению, особенно при переменных нагрузках; высокой теплостойкостью, износостойкостью и инертностью к обрабатываемому материалу; сложностью выявления данных причин отказа пластин, т.к. они самостоятельно проявляются редко, а чаще всего предшествуют либо сопутствуют основным причинам выхода из строя.

Износ только по задней поверхности встречается редко и ему, в основном, сопутствует выкрашивание пластины.

Преобладание поломок над остальными причинами отказа выявлено на ромбических неравносторонних пластинах (рис.1) , используемых в торцовых фрезах, что связано с работой инструмента в тяжелых условиях с переменными нагрузками и недостаточной жесткостью станка.

Рис. 1. Гистограмма причин отказа твердосплавных режущих пластин KNVX-160410 из сплава марки МТ1(производитель САНДВИК-МКТС). Характер повреждения грани: — грань не повреждена; 1 — износ по задней поверхности; 2 — химический износ (окисление); 3 — пластическая деформация вершины; 4 — повреждение стружкой вне зоны резания; 5 — лункообразование на передней поверхности; 6 — абразивный износ; 7 — наростообразование; 8 — выкрашивание; 9 — поломка вершины; 10 — термотрещины (примечание: цифры через запятую означают, наличие нескольких повреждений на грани)

Величины износа h_c, при которых инструменты снимаются со станка, изменяются в широких пределах. Причиной значительного рассеивания *hc* является то, что рабочий-оператор или наладчик не производят периодического измерения износа.

Для исследования рассеивания величин износа в момент съема со станка использовались пластины, изношенные по задней поверхности, без сколов и поломок. Измерения износа выполнялись при помощи лупы Бринсля, имеющей цену деления 0.1 мм. Пример гистограммы износа пластин по задней поверхности в момент съема со станка представлен на рис. 2, а эмпирическое распределение и поставленный ему в соответствие теоретический закон распределения износа, на рис. 3.

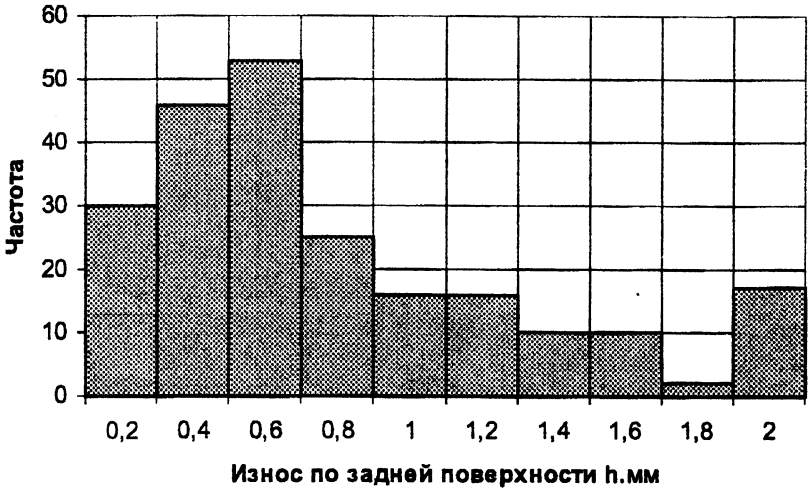


Рис. 2. Гистограмма износа трехгранных режущих пластин 02114-100608 из марки твердого сплава Т15К6 в момент смены

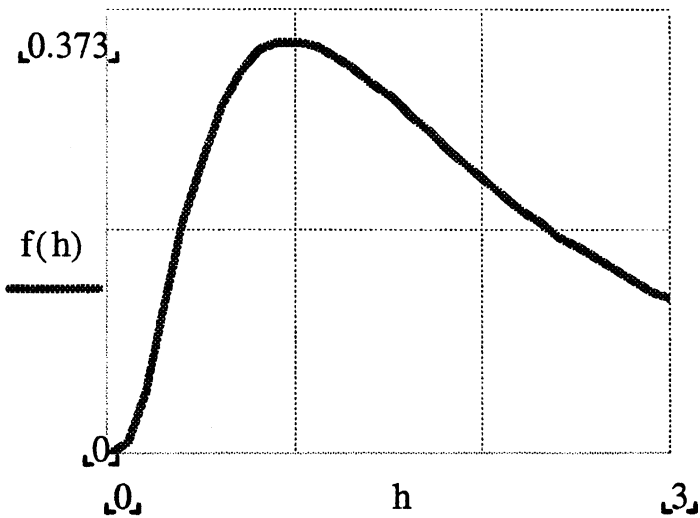


Рис. 3. Теоретический закон распределения износа трехгранных режущих пластин 02114-100608 в момент смены:
1 — кривая плотности логнормального распределения износа

Анализ полученных распределений показал, что износы при замене граней подчиняются различным законам. Выявлено, что пластины склонные к поломкам, если сняты до момента разрушения, имеют рассеивание износа, описываемое экспоненциальным законом, плотность распределения которого имеет вид:

$$f(h) = \lambda \cdot e^{-\lambda \cdot h},$$

где λ — параметр распределения.

В частности, для треугольных пластин TNMM160308 производства САНДВИК-МКТС:

$$f(h) = 0.452 \cdot e^{-0.452 \cdot h}.$$

Для ромбических неравносторонних пластин KNVX160410:

$$f(h) = 0.448 \cdot e^{-0.448h}.$$

Большинство таких пластин снимается со станка, недоработав до принятого критерия допустимого износа, т.к. велика вероятность их поломок.

Износ квадратных и ромбических пластин с углом при вершине 80° лучше всего описывается распределением Вейбулла:

$$f(h) = \frac{b}{a} \cdot \left(\frac{h}{a}\right)^{b-1} e^{-\left(\frac{h}{a}\right)^{b}},$$

где b, a — параметры формы распределения.

В частности, для квадратных пластин SNMM1904:

$$f(h) = \frac{0.391}{1.977} \cdot \left(\frac{h}{1.977}\right)^{0.391-1} e^{-\left(\frac{h}{1.977}\right)^{0.391}}.$$

Для ромбических пластин 05131120408 из минералокерамики ВОК и пятигранных пластин из сплава Т15К6 подходит нормальный закон распределения износа в момент съема:

$$f(h) = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\left(\frac{h-h_{ср}}{2\sigma^2}\right)^2},$$

где $h_{ср}$, σ — параметры распределения.

В частности, для пластин из минералокерамики:

$$f(h) = \frac{1}{0.275 \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\left(\frac{h-0.714}{2 \cdot 0.275^2}\right)^2}.$$

Полученные зависимости могут быть использованы для прогнозирования распределения стойкости по реализациям износа при случайном критерии смены инструмента и определения периода стойкости с заданным уровнем вероятности, а также для решения обратной задачи по определению величины допустимого износа обеспечивающей заданный уровень надежности инструмента.

В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

— твердосплавные пластины чаще, чем быстрорежущие инструменты выходят из строя по причине поломки вершины или выкрашивания режущей кромки. Это связано с особенностями физико-механических свойств твердосплавных пластин и высокими режимами при резании. В таких условиях критерий замены инструмента должен учитывать не только износ, но и прочностные характеристики инструмента;

— при отсутствии активного контроля состояния инструмента, износ при замене режущих граней носит случайный характер с рассеиванием величин в широком диапазоне. На вид и форму закона распределения износа в момент съема влияет преобладающий характер отказа пластин. При частых поломках износ при съеме пластины приближается к экспоненциальному закону распределения, т.е. большинство пластин снимается со станка при износе меньше допустимого. При этом ресурс пластин остается недоиспользован. Если количество поломок сокращается, то закон распределения износа приближается к нормальному.

Результаты работы могут быть использованы при нормировании расхода инструмента и назначении оптимальных режимов резания с учетом заданного уровня надежности при механообработке.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ящерицын П.И., Еременко М.Л., Фельдштейн Е.Э. Теория резания. Физические и тепловые процессы в технологических системах: Учеб. для вузов / — Мн.: Выш. шк., 1990. — 542 с. 2. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. — М.: Наука, 1964. — 576 с. 3. Солонин И.С. Математическая статистика в технологии машиностроения. — М.: Машиностроение, 1972. — 216 с. 4. Правила проверки согласия опытного распределения с теоретическим. ГОСТ 11.006–74.

УДК 621.9

А.И. Кочергин, А.В. Ларугин

АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ С ЧПУ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Токарные станки с ЧПУ и многоцелевые токарные станки бывают горизонтальными и вертикальными, одно-, двух- и многошпиндельными. Их револьверные головки могут быть одно- и двухсторонними, оснащаются как неподвижными, так и вращающимися инструментами. Инструменты могут быть расположены на суппорте в ряд. Многие станки имеют противошпиндель. Как правило, на станках выполняются не только токарная обработка, но и сверление поперечных отверстий, фрезерование, шлифование.

Анализ технических характеристик станков выполнен на основе рекламных и информационных материалов изготовителей, распространяемых, в основном, через Интернет.

Основными параметрами станков являются наибольшей наибольший диаметр обрабатываемой поверхности заготовки D и наибольшая частота вращения шпинделя n_{MAX}, от которой зависит их производительность. Повышение частоты n_{MAX} связано со значительными техническими трудностями, вызванными необходимостью применять высокоскоростные регулируемые электродвигатели и подшипники, охлаждение опор шпинделя, смазочные материалы с особыми свойствами. Поэтому станки горизонтального типа изготавливают с разными максимальными частотами вращения шпинделя (табл. 1).

Таблица 1

Частота вращения шпинделя n_{MAX}, об/мин	2500	3500	4200	5000	6000	7500	10000
Частота применения в новых станках m, %	9	18	30	20	18	3	2

По применению наибольшей частоты вращения шпинделя станки вертикального типа распределяются согласно табл. 2.

Таблица 2

Частота вращения шпинделя n_{MAX}, об/мин	2500	3500	4200	5000	6000	6500–7500	7500–8000
Частота применения в новых станках m, %	9	7	29	13	13	13	17

Следовательно, более 40% анализируемых моделей станков горизонтального типа (всего более 150 моделей) и более 50% станков вертикального типа имеют главные приводы с наибольшей частотой вращения 5000 об/мин и более высокой.

С увеличением наибольшего диаметра обрабатываемой поверхности D (мм) возрастает припуск на заготовке, глубина и сила резания, а также требуемая мощность на шпинделе P (кВт). Для 150 мм ≤ D ≤ 400 мм получена приближенная зависимость P ≈ 0,045 D. Наибольший диаметр обработки связан с диаметром кулачкового патрона:

$$D = 127 + 0{,}9D_п$$

(коэффициент корреляции 0,86).

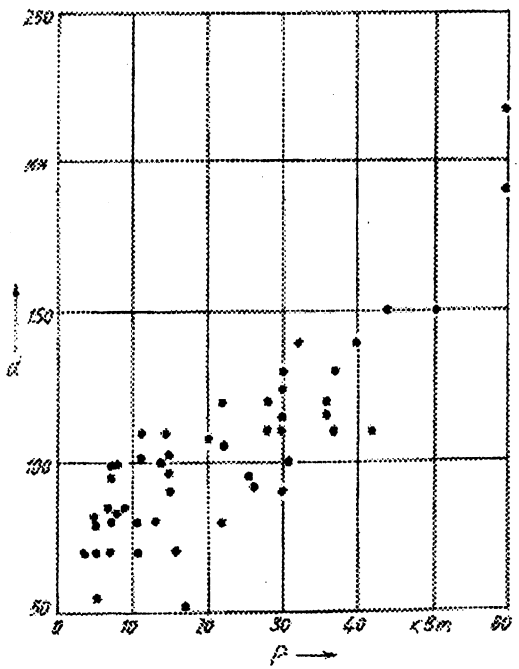


Рис. 1. Зависимость между мощностью на шпинделе и диаметром его передней шейки

Производительность станков значительно возрастает при увеличении скорости быстрого хода суппорта. Применяя в качестве тягового механизма пе-

редачу винт-гайка качения с большим шагом, достигают скорости быстрого хода $V_Б = 40$ м/мин, а для приводов подачи с линейными двигателями характерна скорость 60 м/мин и большая. Применяемость приводов со скоростями быстрого хода:
по оси X (табл. 3);

Таблица 3

$V_Б$, м/мин	15	20	24	30
Частота применения, %	20	30	20	30

по оси Z (табл. 4).

Таблица 4

$V_Б$, м/мин	20	24	30	40
Частота применения, %	18	34	38	10

С мощностью привода главного движения P связаны размеры деталей привода и, следовательно, масса станка: $M \approx 0{,}4P$ (масса M в тоннах; коэффициент корреляции 0,956). По мощности главного привода можно найти интервал, в котором должно находится минимальное значение диаметра d посадочного отверстия переднего подшипника (рис. 1), что необходимо для формирования переднего конца шпинделя [1, 2].

ЛИТЕРАТУРА

1. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных втузов / Под ред. В.Э.Пуша. — М.: Машиностроение, 1986. — 575 с. 2. Бушуев В.В. Основы конструирования станков. — М.: Станкин, 1992. — 520 с.

УДК 621.9.04

В.Г. Куптель

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРМЕТРОВ РЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТОВ ДЛЯ ВИБРАЦИОННОГО ТОЧЕНИЯ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Основными факторами, оказывающими значительное влияние на конструктивные параметры режущих инструментов вибрационного точения, яв-

ляются метод крепления инструмента на суппорте токарного станка и расстояние от места ввода колебаний до режущей кромки [1, 2]. Согласование акустических параметров преобразователя, концентратора, режущего инструмента и элементов крепления инструмента в суппорте станка позволяет достичь требуемых амплитуд колебаний режущей кромки инструмента при минимальных мощностях.

Крепление резца в резцедержателе должно быть достаточно жестким, чтобы обеспечивать требуемые режимы резания. Для обычного резания, без ввода в зону резания высокочастотных колебаний, а также одиночных акустических импульсов, резец закрепляется в резцедержателе станка, а регулируется только его вылет для обеспечения достаточной жесткости. При вводе в зону резания как высокочастотных, так и одиночных акустических импульсов, вдоль резца распространяется волна сжатия-растяжения. Чем больше мощность подводимых колебаний, тем больше будет амплитуда сжатия-растяжения. Если пучность, т.е. максимум амплитуды распространяющейся по резцу волны будет в том сечении, где находится кромка резца, то это сечение и будет совершать колебания с максимальной амплитудой. Для этого необходимо так закрепить резец в резцедержателе, чтобы волна сжатия-растяжения проходила без потерь энергии по резцу. Согласно [2] крепление резца необходимо произвести в точках узлов колебаний, но для этого необходимо определить их координаты.

На рис.1. показаны волны смещения X, и волны напряжений σ, а также сечения, где находятся точки узлов колебаний (сечения I-I; II-II; III-III).

Разработанные акустические преобразователи имеют резонансную частоту f. При вводе акустических колебаний в державке начинается распространяться волна, длина которой равна:

$$\lambda = \frac{c}{f},$$

где с — скорость распространения волны в металле державки.

Необходимо определить длину L_1 от места ввода колебаний до режущей кромки. Известно [2], что максимум колебаний режущей кромки будет в сечениях с максимумом пучности смещения X, значит, что от кромки резца до сечения ввода колебаний необходимо, чтобы вмещалось целое число половин длины волны. С точки зрения удобства крепления, резец в резцедержателе закрепляем в двух сечениях на расстоянии *l* друг от друга. Чтобы это и были сечения с точками узлов колебаний необходимо «подстроить» под эти узлы акустическую систему (акустический преобразователь — резец). Примем что *l*- это и есть половина длины волны, тогда скорректированная длина волны:

$$\lambda_1 = 2l = \frac{c}{f_1}.$$

Для получения такой длины волны необходимо подстроить частоту генератора $f_1 = f + \Delta f$ или варьировать геометрическими параметрами частотно — понижающей накладки в акустическом преобразователе.

Длина державки от места закрепления акустического преобразователя до режущей кромки:

$$L_1 = k\,l,$$

где k — целое число.

Если длины стандартного резца L недостаточно, то его необходимо удлинить сваркой. Однако при этом необходимо обеспечить равномерную сварку по всему сечению.

Для экспериментального определения координат точек узлов колебаний была разработана специальная установка (рис.1). Индуктивный преобразователь 2, имеющий направляющие реборды по краям, устанавливается с возможностью перемещения только вдоль державки резца. Индуктивный преобразователь 2 содержит чувствительный элемент с локальной полюсной частью 3, которая образует магнитную цепь с металлом державки 1. Державка с акустическим преобразователем устанавливается на гладкую поверхность на подкладке из губчатой резины или параллона. Перед началом проведения измерений на индуктивный преобразователь подается напряжение высокой частоты U=5В, и f≈200 кГц, на выходе которого вследствие внутренней компенсации переменное напряжение должно быть равно нулю.

Измерение осуществляется следующим образом. Выходное напряжение с индуктивного преобразователя 2 подается на усилитель переменного тока 5, от него на демодулятор 6. Выпрямленное напряжение подается далее на схему компенсации 7, где устанавливается «нуль» на выходе, что видно на экране электроннолучевого осциллографа 8. Затем в державку посредством преобразователя 9 вводятся акустические колебания, а бесконтактный индуктивный преобразователь перемещается вдоль державки с шагом 1 мм. Сечение А-А проходит через середину локальных полюсов преобразователя, которые вместе с металлом державки образуют магнитную цепь. При перемещении преобразователя вдоль резца максимум сигнала, регистрируемого на экране электроннолучевого осциллографа, будет в сечении, где возникают максимальные напряжения в державке при прохождении акустической волны. Это будут сечения I-I; II-II; III-III. Когда ось симметрии локальных полюсов совпадает сечением максимума напряжений σ, то магнитное сопротивление этого участка изменится больше других участков. Это происходит потому, что магнитная проницаемость функционально связана с механическими напряжениями $\mu = f(\sigma)$. В результате этого в преобразователе произойдет

перераспределение магнитных потоков и возникнет сигнал. Максимальные сигналы будут повторяться при прохождении бесконтактным индуктивным преобразователем сечений с максимумом напряжений σ, в которых и находятся точки узлов колебаний.

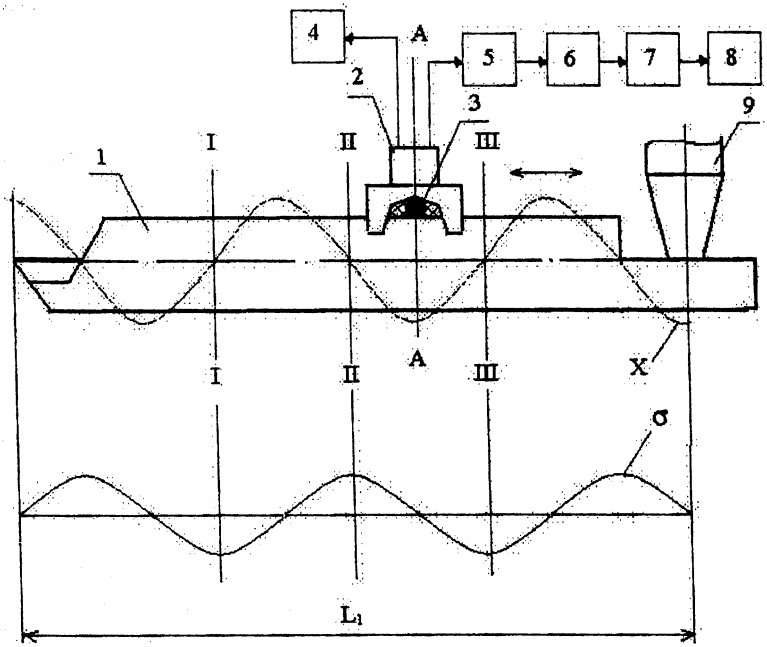


Рис. 1. Схема определения точек узлов колебаний и прохождения волн смещения и напряжения по резцу

Таким образом, при правильном определении узловых точек для крепления резца, настройке ультразвукового преобразователя в резонанс и контроле амплитуды колебаний резца в точке, находящейся между узлами колебаний, можно при небольших мощностях создавать и посредством обратной связи поддерживать амплитуду колебаний режущей кромки резца, а следовательно и режим вибрационного резания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Марков А.И. Ультразвуковое резание труднообрабатываемых материалов — М.: Машиностроение, 1968. — 367с. 2. Кумабэ Д. Вибрационное резание — М.: Машиностроение, 1985. — 424с.

УДК 621.9

В.С. Мисевич

О МЕТОДИЧЕСКОМ ОБЕСПЕЧЕНИИ КОНЦЕПТУАЛЬНОЕГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Витебский государственный технологический университет
Витебск, Беларусь

С научной точки зрения существует комплексное методическое обеспечение концептуального проектирования станков [1–6]. Но для учебного и промышленного проектирования задача создания такого обеспечения с приемлемым уровнем сложности и тиражирования остается актуальной. Концептуальное проектирование станков с ЧПУ нового поколения (с системами Fanuc, Siemens et c.) включает следующие шаги.

1. **Изучение обрабатываемой детали.**

Актуальным здесь является формализация этого шага — его выполнение с помощью компьютера.

2. **Изучение условий работы станка и его обслуживания.** Выбор степени автоматизации, концепции смазки и органов управления.

Актуальным здесь является обзор информационных источников, разработка рекомендаций и выполнение с помощью компьютера.

3. **Выбор инструмента**. Например, при точении существуют варианты с материалом режущего элемента, с его формой и параметрами режущей части, со способом его крепления, с базированием инструмента и сохранением размерной настройки при его смене. Подобные варианты параметров процесса обработки существуют для всех видов обработки.

Актуальным здесь является создание информационной базы и разработка рекомендаций, а также создание различных САПР.

4. **Разработка схемы резания и схемы обработки**. Здесь, как и в п.2, существуют варианты базирования детали, разделения припуска на проходы, использования СОЖ и способа ее подвода.

Актуальным здесь является обзор источников и разработка рекомендаций, а также создание САПР.

Со схемой резания тесно связана **схема формообразования**. Определение структуры и параметров схемы формообразования нефасонных поверхностей деталей, не представляет трудностей. Но при обработке фасонных поверхностей возникает необходимость определения криволинейных траекторий или нелинейных законов движения узлов станка. Эти вопросы рассматриваются, в частности, в работах [7, 8]. Расчет закона движения узла станка, работающего

методом центроидного огибания, может быть, в частности, выполнен с помощью математических моделей, разработанных автором [9, 10].

Каждому движению схемы обработки присваивается порядковый номер, который используется для построения кинематической схемы связи.

Актуальным является обзор методов формообразования и разработка рекомендаций по их применению, а также создание различных САПР .

5. Разработка схемы профилирования. Схема профилирования — это схема определения нормального профиля детали или инструмента. Расчет профиля инструмента, работающего методом копирования, может быть осуществлен известными методами [11, 12]. Расчет профилей инструментов, работающих методом бесцентроидного огибания может быть выполнен известными методами [13] и с помощью математических моделей, разработанных автором [14].

Актуальным здесь является обзор существующих методов профилирования с рекомендациями по их применению, а также создание различных САПР.

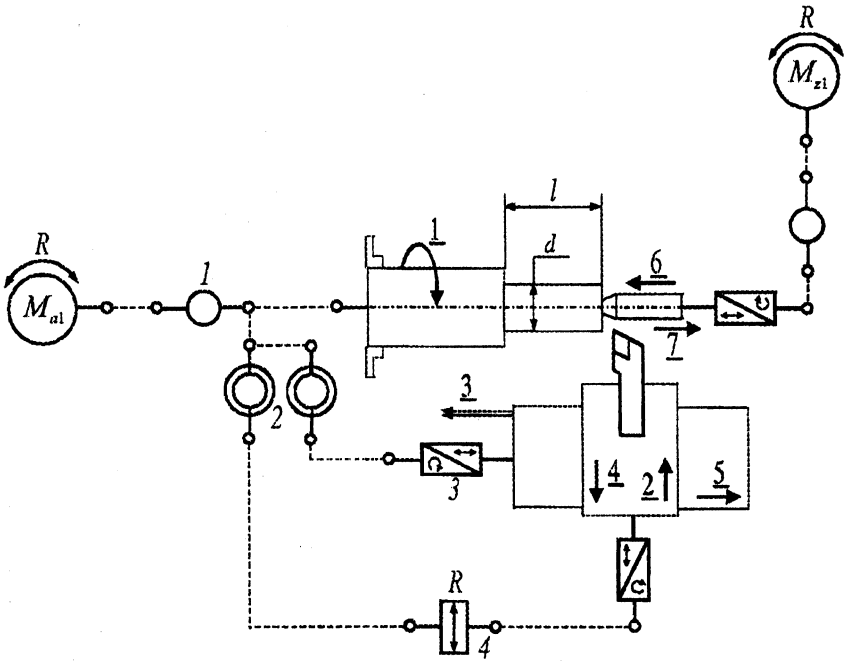


Рис. 1. Схема кинематических связей токарного станка:
1 — скоростная связь; 2 — контурная связь; 3 — преобразователь вращательного движения в поступательное; 4 — устройство реверса

6. **Разработка схемы смены и зажима инструмента**. Схема смены и зажима инструмента разрабатывается, обычно, на основании аналогии. Каждому движению присваивается порядковый номер.

7. **Разработка схемы смены ими зажима детали**. Схема смены и зажима детали разрабатывается, обычно, на основании аналогии. Каждому движению присваивается порядковый номер.

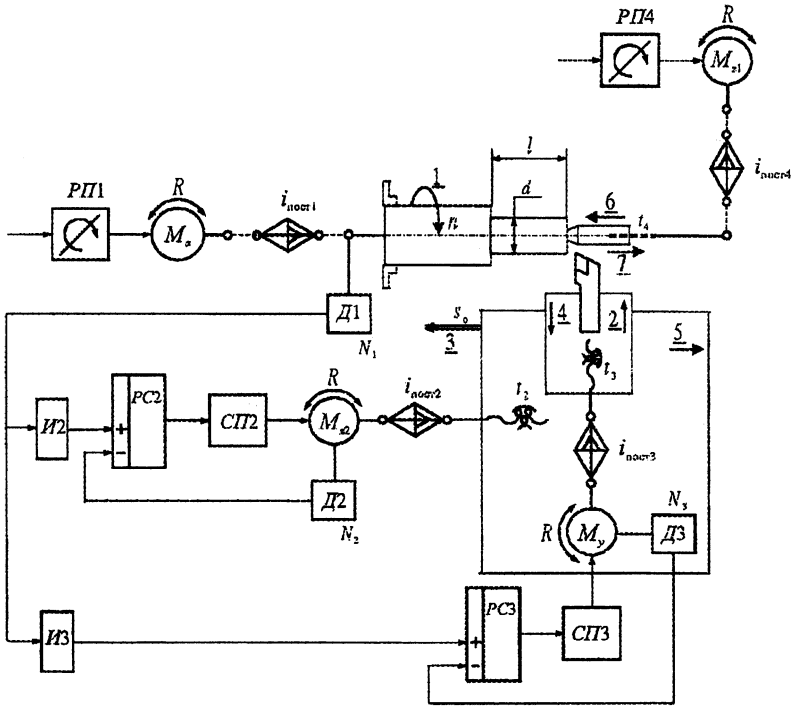


Рис. 2. Структурно-кинематическая схема токарного станка:
РП — регулируемый привод; СП — следящий привод;
И — интерполятор; РС — реверсивный счетчик

8. **Разработка перечня движений, выполняемых станком** и их параметризация. По порядковым номерам движений разработанных выше схем составляется общий перечень движений станка. Затем движения, выполняемые станком, выписываются в отдельную таблицу и параметризируются. Вместе с параметрами движений указываются допустимые погрешности их исполнения. Список движений дополняется требованиями техники бе-

зопасности и другими данными для определения всех функций системы управления.

Актуальным здесь является обзор существующих и создание новых компьютерных методик параметризации движений станка.

9. **Разработка кинематической схемы связи**. Схема связи связывает исполнительные звенья, несущие инструмент и деталь, звенья, осуществляющие правку шлифовального круга, и аналогичные им, а также исполнительные звенья, перемещающие элементы несущей системы станка — между собой и с двигателями. Все номера движений, проставленные на схемах обработки, схемах зажима и смены детали и других схемах, должны быть отражены на схеме связи, на структурно-кинематической схеме и схеме компоновки несущей системы. Пример схемы связи для токарно-винторезного станка показан на рис.1

Актуальным здесь является создание альбома схем связи основных групп станков и разработка рекомендаций по их составлению, а также создание САПР.

10. **Выбор вида кинематических связей**: механические или электронные связи. Здесь выбраны электронные связи. **Разработка структурной кинематической схемы**. Эта процедура может рассматриваться как детализация схемы связи. Структурная кинематическая схема токарно-винторезного станка показана на рис.2.

Актуальным здесь является создание методики проектирования структурных схем и создание альбома типовых структурных схем.

11. **Разработка схемы компоновки несущей системы станка**. Схема компоновки несущей системы определяется следующими факторами: направлением оси изделия, перераспределением подвижных звеньев между ветвью изделия и инструмента и порядком их следования, расположением узлов относительно оси симметрии станка (станины) и расположением инструмента относительно заготовки (спереди, сзади, сбоку, сверху). Пример схемы компоновки токарного станка дан на рис. 3.

Актуальным здесь является создание альбома рекомендуемых схем компоновок однооперационных станков и разработка рекомендаций по их выбору, а также создание САПР.

12. **Разработка тактограммы станка**. Разработка тактограммы по схеме обработки и компоновке станка не представляет трудностей.

Актуальным здесь является создание базы данных с типовыми частями (модулями) тактограмм для компьютерного синтеза в диалоговом режиме.

13. **Выбор типа системы управления.** Лучшими являются системы управления ЧПУ фирм Alan Bradley, Siemens, Fanuc, Mitsubishi, Hitachi и др.,

в силу их надежности, ремонтопригодности, стандартным языкам программирования, и высокого качества. Но выбор между устройствами этих фирм продолжает быть актуальным. Кроме того, внутри конкретной системы управления может быть выбрана различная архитектура и связанный с ней язык программирования. Прежде всего, это относится к программированию элементов цикла на языках низкого (AWL) или высокого (G,M-функции) уровня. В первом случае упрощается работа оператора, в втором — программиста. Необходима проработка вариантов и сравнение по себестоимости и по наличию рабочих требуемой квалификации.

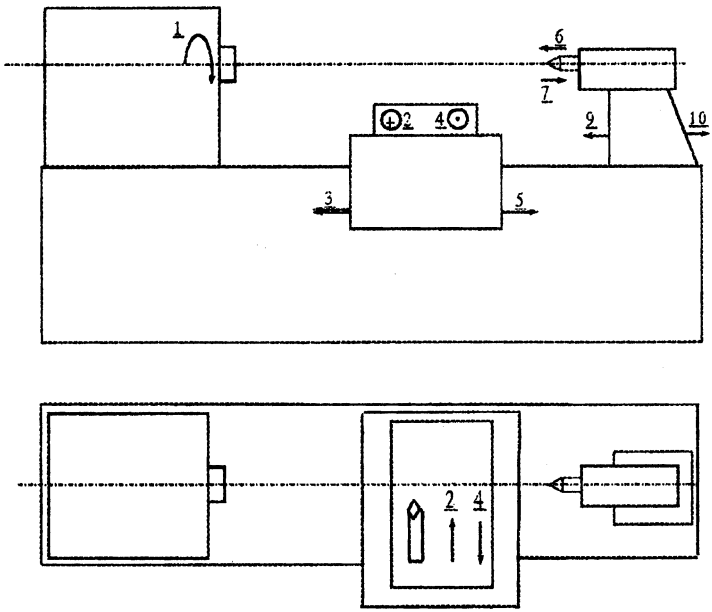


Рис. 3. Схема компоновки несущей системы токарного станка

Актуальным здесь является создание примеров выбора систем программирования и разработка рекомендаций.

14. **Выбор двигателей, исполнительных элементов и датчиков**. Выбор датчиков, исполнительных элементов и приводов производится на основании требуемой точности, нагружающих сил и моментов и диапазонов частот вращения. Вместе с этим выбором производится разработка схемы их расположения на станке с учетом расположения остальных (ручных) органов управления. Для выбора приводов используют алгоритмы фирм-изготовителей.

Актуальным здесь является создание справочной базы и разработка рекомендаций и примеров по выбору комплектующих.

15. **Разработка пульта управления.** В современных системах ЧПУ имеются стандартные пульты управления, и задача сводится к их выбору по рекомендациям фирм-изготовителей.

Актуальным здесь является разработка примеров выбора пульта.

16. **Разработка элементов гидроавтоматики**. Разрабатывается схема, включающая те элементы гидроавтоматики, которые осуществляют процесс управления станком (распределительные золотники с электроуправлением, гидроцилиндры, реле давления).

Актуальным является разработки типовых примеров.

17. **Разработка функционально-логической схемы**. Разработка этой схемы производится на основании тактограммы, расположения датчиков, исполнительных элементов и двигателей на станке.

Актуальным здесь является создание алгоритма позволяющего быстро создавать функционально-логическую схему на ЭВМ в диалоговом режиме.

18. **Разработка архитектуры управляющей программы** и состава системы управления. Эта часть концептуального проекта выполняется в диалоговом режиме по программам фирм-изготовителей управляющих систем. Она требует изучения системы управления и способов ее программирования.

Актуальным здесь является подготовка конструкторов-системщиков по вопросам устройства управляющих систем и по их программированию.

19. **Разработка фрагмента управляющей программы**. Конструктор-системщик, разрабатывающий концептуальный проект станка, может ограничиться разработкой 10-ти или 20-ти шагов (из многих сотен шагов) управляющей программы для того, чтобы проверить наличие всех исходных данных для программирования. Всю программу должен разрабатывать профессиональный программист.

Актуальным здесь является подготовка конструкторов-системщиков по вопросам программирования современных систем управления.

20. **Расчет точности**. Суммарная погрешность обработка определяется приближенно известными методами [7].

Актуальным здесь является разработка базы данных и алгоритмов расчета для расчета погрешностей обработки различных групп станков.

21. **Расчет экономической эффективности** производится на основе данных по затратам на операцию до и после внедрения разрабатываемого станка.

Выводы. Можно выделить три этапа в разработке методического и информационного обеспечения концептуального проектирования станков:

1. На первом этапе должны быть созданы образцовые концептуальные проекты основных групп станков. На этом этапе следует обойтись без разработки многих математических моделей, САПРов и алгоритмов. Эти проекты могут служить основой для проведения курсовых и дипломных работ, для принятия решений о заказах оборудования и т.д.

2. На втором этапе проекты, разработанные на первом этапе, следует дополнить различными математическими моделями, алгоритмами и САПРами, рекомендациями и справочными данными. Расширенные проекты могут быть использованы в КБ заводов и СКБ в качестве образцов для эволюционного проектирования новой техники. Наибольший эффект может быть получен именно от такого методического обеспечения. Эти проекты следует издать централизованно.

3. На третьем этапе создается комплексная автоматизированная система проектирования от маркетинга до ремонта станков у потребителя. Необходимо вести освоение элементов такой системы. Однако широкое ее внедрение в промышленности без освоения второго этапа невозможно.

4. Для широкого освоения станков нового поколения необходимо ввести в учебный план специализации «Металлорежущие станки» дисциплину «Концептуальное проектирование станков».

ЛИТЕРАТУРА

1. **Кутин А.А.** Повышение конкурентоспособности технологического оборудования методами CALS-технологий // — 2000. — № 9. — С. 5–9. 2. **Пуш А.В.** Моделирование и мониторинг станков и станочных систем // СТИН. — 2000. — № 9. — С. 12–20. 3. **Ивахненко А.Г., Пуш А.В.** Методология концептуального проектирования металлорежущих систем // СТИН. — 1998. — № 8. — С. 4–6. 4. **Хомяков В.С., Халдей М.Б.** Информационная система синтеза компоновок станков // СТИН. — 1998. — № 8. — С. 3–8. 5. **Данилов В.А., Терентьев В.А.** Модульная компоновочно-кинематическая схема станка как средство его проектирования // Машиностроение.— Мн., 2002. — Вып. 18. — С. 294–300. 6. **Данилов В.А.** Синтез и оптимизация кинематической структуры станков с использованием типовых модулей // СТИН. — 1999. — № 7. — С. 9–15. 7. **Решетов Д.Н., Портман В.Т.** Точность металлорежущих станков. — М: Машиностроение, 1986. — 336 с. 8. **Филонов И.П., Климович Ф.Ф., Козерук А.С.** Управление формообразованием прецизионных поверхностей машин и приборов. — Мн.: ДизайнПРО, 1995.—208 с. 9. **Мисевич В.С.** Имитационная математическая модель для профилирования плоского кулачка // Машино-

строение. — Мн., 2002. — Вып. 18. — С. 56–60. 10. **Фирсов Ф.С., Мисевич В.С.** Численный метод определения точки касания и перемещения шлифовального круга при профилировании фасонных инструментов и деталей // Машиностроение. — Мн., 2002. — Вып. 18. — С. 79–83. 11. **Основы проектирования режущих инструментов** с применением ЭВМ: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / П.И.Ящерицын, Б.И.Синицын, Н.И.Жигалко, И.А.Басс. — Мн.: Выш. школа, 1979. — 304 с. 12. **Справочник инструментальщика /** И.А.Ординарцев, Г.В.Филиппов, А.Н.Шевченко, А.Б.Онишко, А.К.Сергеев; Под общ. ред. И.А.Ординарцева.—Л.: Машиностроение. Ленингра. отд-ние, 1987. — 846 с. 13. **Лашнев С.И., Юликов М.И.** Расчет и конструирование металлорежущих инструментов с применением ЭВМ. — М.: Машиностроение, 1975. 14. **Мисевич В.С.** / 14. Разработать универсальную систему математических моделей, алгоритмов, программ и макропроектов технологических машин для технологических процессов изготовления фасонных деталей и инструментов. Ч.2: Отчет о НИР (промежуточный) / Витебский гос. техгнолог. унитет; Рук. В.С.Мисевич; № ГР 2001524. — Витебск, 2002. — 74 с.

УДК 621.787

С.А. Павлюц, М.Ф. Пашкевич

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ОСЦИЛЛИРУЮЩЕГО ВЫГЛАЖИВАТЕЛЯ ОТВЕРСТИЙ

Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь

Прогрессивным направлением в технологии обработки поверхностным пластическим деформированием является интенсификация процесса за счет использования энергии принудительных колебаний инструмента. Усложнение траектории движения деформирующих элементов приводит к улучшению качественных показателей обработанных поверхностей. При этом требуемые шероховатость и упрочнение достигаются при меньших усилиях воздействия на обрабатываемую поверхность, что позволяет вести обработку нежестких заготовок.

Обработка поверхностей вращения без подачи инструмента вдоль оси заготовки возможна при осциллирующем движении деформирующих эле-

ментов со сравнительно большими амплитудами осцилляции и выполнении условия фазового смещения осциллирующих траекторий этих элементов за каждый последующий оборот заготовки.

В соответствии с этим условием предлагается новый способ ППД, который реализован в инструменте — многоэлементном осциллирующем выглаживателе отверстий (рис. 1). Условие фазового смещения траекторий деформирующих элементов за каждый последующий оборот заготовки достигается за счет модифицирования вращения заготовки, осуществляемого инструментом.

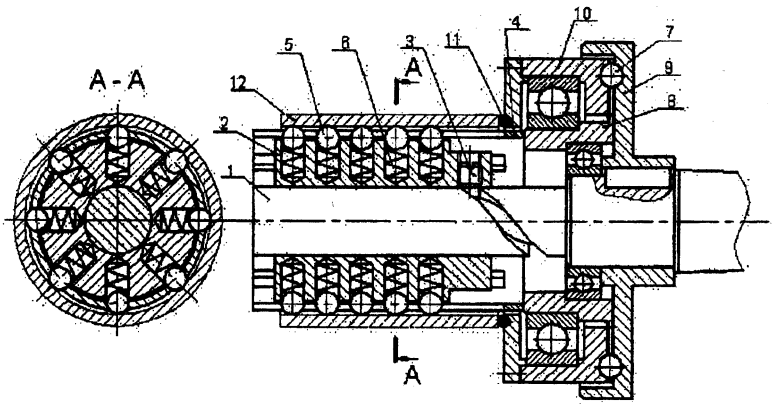


Рис. 1. Конструктивная схема инструмента

При обработке заготовке 12 сообщают вращение со скоростью главного рабочего движения. Вращающий момент от заготовки к ведущему звену 10 планетарного шарикового механизма передается посредством фрикционного кольца 11. Модифицированная частота вращения сообщается ведомому звену 8 планетарного механизма и жестко связанному с ним сепаратору 4 деформирующего узла инструмента. Частота вращения сепаратора 4 отличается от частоты вращения заготовки и определяется передаточным отношением планетарного механизма. В продольных пазах сепаратора 4 установлены деформирующие шарики 5, частично утопленные в радиальных отверстиях направляющей втулки 2. Установленные в радиальных отверстиях направляющей втулки 2 пружины 6 обеспечивают силовое взаимодействие с обрабатываемой поверхностью. Направляющая втулка 2 вращается с частотой вращения сепаратора 4, а палец 3 сообщает втулке осциллирующее движение, перемещаясь при вращении втулки по пазовому кулачку неподвиж-

ной оправки 1 инструмента. Таким образом, сепаратор 4 при обработке заготовки вращается совместно с шариками 5, а шарики, в свою очередь, совершают совместно с направляющей втулкой 2 осциллирующее движение вдоль образующей заготовки, производя выглаживание ее поверхности.

В зависимости от передаточного отношения планетарного механизма и вида траектории пазового кулачка следы деформирующего элемента на обрабатываемой поверхности образуют сетку (рис. 2), состоящую из участков периодической кривой, имеющих фазовое смещение друг относительно друга за каждый оборот заготовки.

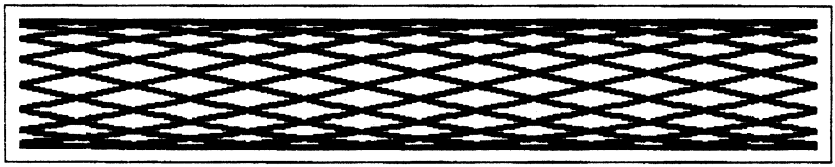


Рис. 2. Развертка сетки следов от одного деформирующего элемента (7 периодов осцилляции за 20 оборотов заготовки)

В соответствии с рис. 1 был изготовлен инструмент для обработки заготовок с диаметром отверстия 80 мм. Инструмент, вследствие возможности радиального перемещения подпружиненных шариков, позволяет обрабатывать отверстия в диапазоне 78...82 мм. Для получения сплошной обработки поверхности заготовки в осциллирующем выглаживателе была использована многоэлементная схема — 8 рядов деформирующих шариков по 5 шариков в каждом ряду. Расстояние между шариками в ряду принято равным амплитуде осцилляции (15 мм), при этом максимальная длина обработки равна 90 мм. В качестве планетарного механизма применена торцовая шариковая передача [1] с передаточным отношением U=-2,33.

Выглаживание заготовок производилось на токарном станке 16К20. Втулки из стали 45 закреплялись в трехкулачковом патроне, а инструмент устанавливался в заднюю бабку станка. Выглаживатель вводился в отверстие вращающейся заготовки до соприкосновения ее торца с фрикционным кольцом 11 инструмента. По окончании обработки инструмент выводился из зацепления с заготовкой.

При проведении исследований велась обработка расточенных втулок с исходной шероховатостью R_a=4,6...5 мкм. Применение пружин, обеспечивших усилия воздействия деформирующих шариков на обрабатываемую поверхность 80...100 Н, позволило достигнуть величины шероховатости R_a=0,29...0,3 мкм. В результате обработки получен рисунок поверхности,

сходный с хонингованием: следы деформирующих шариков образуют сетку и пересекаются под углом примерно 16 градусов.

Несмотря на небольшие скорости обработки (частота вращения шпинделя станка не превышала 100 мин$^{-1}$) достигнуты высокие показатели производительности. Многоэлементный осциллирующий выглаживатель отверстий позволяет получать указанные результаты обработки с производительностью, превышающей 22000 мм^2/мин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пашкевич М.Ф., Геращенко В.В. Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания. — Мн.: БелНИИНТИ, 1992. — 248 с.

УДК 62-82-112.6 (083.13)

В.В. Пинчук, А. В. Лифанов

МОНТАЖ ГИДРОБЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ

Гомельский технический университет им. П. О. Сухого
Гомель, Беларусь

Оптимальное построение гидроблоков управления (ГУ) приводов машин и механизмов с применением прогрессивных методов проектирования и производства возможны в том случае, если будут известны основные закономерности, присущие им как объекту и представленные в виде математического описания (модели). Построение математической модели является важнейшим этапом синтеза ГУ. На этом этапе должны быть выявлены основные параметры и критерии, в той или иной мере влияющие на процесс синтеза ГУ. Это позволяет установить нужное количество подлежащих разработке частей ГУ, необходимых для решения указанной задачи.

Исследования, проведенные во ВНИИГидроприводе, позволили выявить и сформулировать основные принципы построения гидравлических схем приводов машин [1], что является основой для разработки и создания отдельных унифицированных функциональных блоков. Вместе с тем вопросы сравнения и оценки различных способов монтажа ГУ до настоящего времени изучены мало.

По классификации, предложенной Х. Эбертсхойзером, способы монтажа ГУ подразделяются на трубный, щитовой и блочный (в различных исполнениях) [2]. При этом различают следующие виды блочного монтажа: систе-

ма продольного монтажа, система на основе унифицированных функциональных блоков (вертикальный монтаж) и чисто блочный. По данным источника [2] концентрация мощности в единице объема для различных видов монтажа изменяется в соответствии с зависимостями, представленными на рис. 1, а стоимость от серийности на рис. 2 Приведенные зависимости позволяют утверждать, что, при блочном монтаже конструкции приводов дешевле, материалоемкость ниже, а сама система является менее шумной в работе, так как ГУ более компактный и жесткий. Если учитывать требование обеспечения возможности агрегатирования, то наиболее полно этому удовлетворяет продольный монтаж и система унифицированных функциональных блоков.

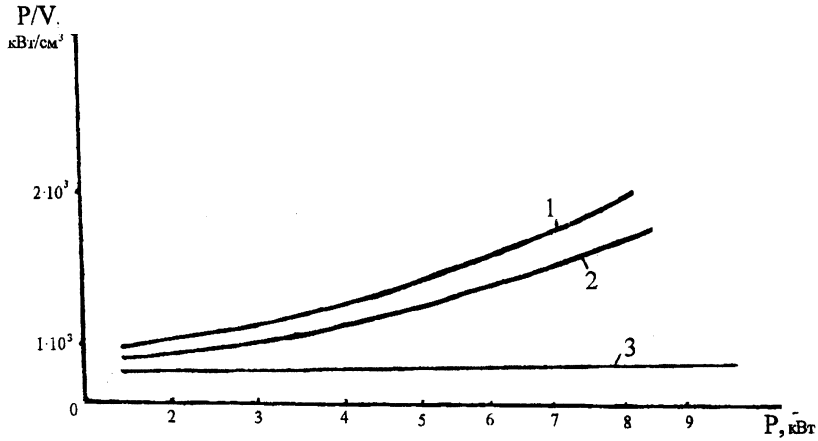


Рис. 1. Концентрация мощности в различных системах монтажа для гидроаппаратов $Д_у$=6 и 10 мм (1 — блочный монтаж; 2 — вертикальный и продольный монтаж; 3 — трубный монтаж)

Ведущие иностранные фирмы по производству гидрооборудования разработали и используют в практике элементы системы продольного монтажа, позволяющие создавать ГУ методом агрегатирования на основе стандартных узлов. В СНГ этот вид монтажа был разработан ВНИИГидроприводом.

По данным ВНИИГидропривода [3] на основе продольного монтажа может быть решена задача создания ГУ на базе унифицированных узлов до 70–75% выпускаемых гидроприводов.

Альтернативным вариантом продольному монтажу является система унифицированных функциональных блоков вертикального (башенного) монтажа.

Такие системы разработаны и используются практически всеми ведущими иностранными фирмами по производству гидрооборудования («Рексрот», «Бош», «Херион», «Паркер-Ханнифин» и др.) [4,5].

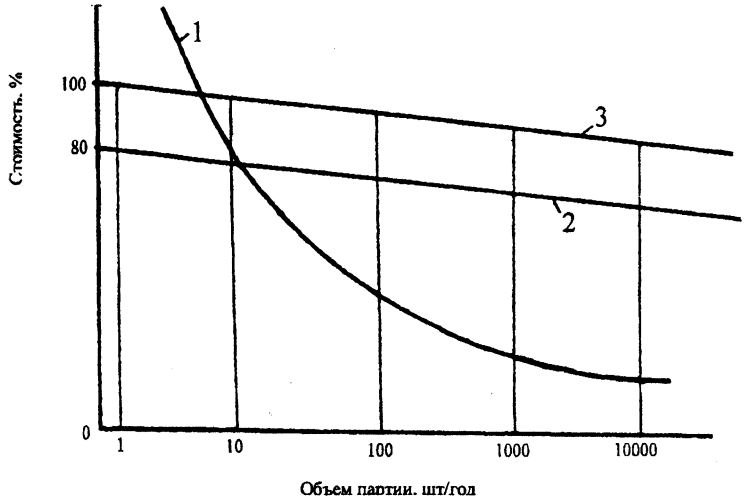


Рис. 2. Зависимость стоимости от объема партии в различных системах монтажа (1 — блочный монтаж; 2 — вертикальный и продольный монтаж; 3 — трубный монтаж)

Функциональные блоки вертикального монтажа представляют собой конструктивные исполнения отдельных законченных элементов схем. Причем сами элементы схем по возможности унифицированы и сгруппированы между собой. Например, выделен элемент схемы управления быстрым подводом и медленной подачей, элемент предохранения и разгрузки и т.д. Корпус блока выполнен в виде параллелепипеда, а аппараты установлены с трех-четырех его плоскостей, две остальные используются для модульного присоединения других аналогичных блоков. При соединении между собой блоков с целью конструктивного решения конкретной принципиальной схемы (ПС) аппаратура собирается в виде вертикальной блочной колонки. Приводы машин, выполненные на базе данных блоков обладают по сравнению с приводами на основе продольного монтажа повышенным КПД системы, пониженным уровнем шума, более низкой материалоемкостью, компактностью конструкции.

Недостатками функциональных блоков вертикального монтажа являются ограниченные возможности при конструктивном решении принципиаль-

ной гидросхемы приводов. Несмотря на проведенную унификацию элементов схем, они не охватывают всех возможных сочетаний гидроаппаратов, необходимых для решения той или иной задачи в приводе. Вследствие этого требующиеся комбинации аппаратов обеспечиваются путем наращивания количества исполнений блоков по выполняемым ими схемам, что в свою очередь приводит к увеличению номенклатурности, снижению уровня унификации ГУ и практически исключает возможность организации их централизованного производства.

Оценивая приведенную информацию следует отметить, что расширение использования гидропривода в технике привело к качественным изменениям в конструкциях гидрооборудования и принципиальных построениях приводов. Наиболее полно современным требованиям развития машиностроения соответствует агрегатно-модульная система построения машин на основе унифицированных узлов и агрегатов, однако для ГУ эта проблема до настоящего времени не решена.

Многими организациями выполняется проектирование ГУ, разработки которых, как правило, взаимнонеувязаны. При этом составные части проектируемого ГУ рассматривается как оригинальные, присущие только данной конструкции, предопределенные ее особенностями и функциональным назначением. Сложившиеся взгляды на агрегатно-модульное конструирование ГУ ориентированы преимущественно на конструктивное устройство элементной базы (гидроаппаратов) и носят несистематизированный характер. В свою очередь, при создании конструкции гидроаппаратов наиболее полную реализацию находит стремление получить наивысшие показатели по отдельным гидроаппаратам, без учета совместного их использования в ГУ. При этом, с целью обеспечения взаимозаменяемости гидроаппаратов различных фирм-производителей элементная база стандартизована по присоединительным размерам (международные рекомендации по стандартизации ISO, CETOP, ГОСТ 26890, ГОСТ 27790), что, учитывая изложенное выше, оказывает консервативные влияния на решение настоящей проблемы.

Отсутствие научных принципов агрегатно-модульного конструирования ГУ и совместимости модульных составных частей ограничивает потенциальные возможности их применения, как одного из приоритетных направлений. В результате проектируемые ГУ обладают увеличенными габаритными размерами, снижаются показатели их материало- и энергоемкости, увеличиваются сроки и затраты на проектирование и освоение изделий в производстве.

Вместе с тем оптимизировать конструкции ГУ, учитывая многокритериальный характер задачи, возможно применением методов оптимизации по

Парето, используемых для решения задач инженерного синтеза [5]. Указанные методы позволяют оценивать решение по множеству противоречивых критериев и учитывать опыт конструктора при назначении критериальных ограничений. Выделение множества паретовских решений в ходе исследования пространства параметров ГУ существенно облегчает конструктору поиск оптимальных вариантов, особенно при синтезе структурно-сложных многопараметрических систем на заключительных его этапах.

Задача оптимизации в нашем случае состоит в определении наилучшего значения F, т.е.

$$F \to extr, \quad x \in D \tag{1}$$

где x — вектор управляемых переменных; D — множество допустимых вариантов проектируемой конструкции (т.е. конкретное значение x, определяемое некоторым числом ограничений); F — функционал цели, описывающий эффект от выбора того или иного варианта проектируемого ГУ.

Расчетная модель оптимизации (1) является интегральным критерием оптимальности, согласно которому оптимальным параметрам ГУ отвечает наилучшее значение F.

При моделировании настоящей ситуации, где речь идет об улучшении качества конструкции в целом, достаточно адекватное реальности описание проблемы содержит совокупность признаков совершенства входящих функциональных блоков

$$t_1(x) \to extr; \quad t_2(x) \to extr \ldots \quad t_m(x) \to extr, \tag{2}$$
$$x \in D \qquad x \in D \qquad x \in D$$

где $t_i(x)$, $i = 1,2,\ldots m$ — показатели качества входящих функциональных блоков: вес, трудоемкость изготовления, энергетические характеристики, надежность, прочность и т.п.

То есть, совокупность частных критериев (2) лишь сужает допустимое множество D, задавая в нем область Парето — множество компромиссно-оптимальных проектов, оценки которых не могут быть улучшены одновременно по всем частным критериям.

Исходя из этого задача многокритериальной оптимизации ГУ может быть записана следующим образом:

$$T = \{t_1(x), t_2(x), \ldots t_m(x)\} \to opt \tag{3}$$
$$x \in D$$

при $t_i(x) \to extr$, $i = 1,2,3,\ldots m$,

где T — набор показателей качества; opt — оператор оптимизации, подлежащий идентификации в процессе решения задачи.

С учетом изложенного, решение многокритериальной задачи оптимизации ГУ включает в себя два этапа:

1. Этап формирования интегрального критерия оптимальности (или этап построения расчетной модели оптимизации), связанный с редукцией (3) к стандартной экстремальной задаче (1).

2. Этап численной реализации построенной модели оптимизации.

Таким образом, с учетом изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Потребности современного машиностроительного комплекса в более совершенной технике и технологии, автоматизации конструирования и производства гидрооборудования ставят перед специализированными организациями проблему разработки научных основ агрегатно-модульного конструирования и оптимизации параметров как ГУ машин и механизмов, так и их составных частей — стандартизованной элементной базы.

2. Наиболее целесообразным представляется в данном случае применение методов оптимизации по Парето, используемых для решения задач инженерного синтеза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аксененко А. Я., Научук Ф. А., Филатов Р. А. и др. Модульный монтаж гидравлических приводов. — М.: НИИМАШ, 1979. — 38 с. 2. Eberstheuser H. Das Proektierung hidraulischen Anlagen. // Цlhydraulik und Pneumatik. — 1984. — № 12. — S. 775–786. 3. Создание конструкций гидроприводов машин методом агрегатирования. Оксененко А.Я., Окунев А.Е., Пинчук В.В. и др. — М.: НИИМАШ, 1985. — 77 с. 4. Пинчук В.В. Синтез гидроблоков управления на основе унифицированной элементной базы. — Мн.: Технопринт, 2002. — 140 с. 5. Почтман Ю. М. Модели и методы многокритериальной оптимизации конструкции. — Днепропетровск: Днепропетровский университет, 1984. — 132 с.

УДК 62-82-112.6 (083.13)

В.В. Пинчук, А.В. Лифанов

ЭЛЕМЕНТАРНЫЕ СХЕМЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МАШИН

Гомельский технический университет им. П. О. Сухого
Гомель, Беларусь

Гидро- и пневмоприводы широко применяются в различных отраслях машиностроения в качестве исполнительных органов систем управления и автоматизации процессов, следящих приводов, рулевых систем, транспортных средств, приводов рабочих органов машин и оборудования различного назначения.

Значительное место в гидросистемах занимает гидравлическая аппаратура, предназначенная для управления направлением, скоростью и усилием исполнительных механизмов машин, осуществления функций управления и контроля в гидроприводе и всего цикла работы привода. Причем в большинстве случаев гидроаппаратура должна обеспечивать автоматическое осуществление этого цикла работы.

Гидроблоки управления машин и механизмов, занимающие основное место в гидросистемах, построены на основе гидроаппаратуры, скомпонованной в единый узел в соответствии с принципиальной гидравлической схемой привода.

Создание конструкций гидроблоков управления машин и механизмов является одной из основных задач при проектировании гидропривода. Ее решение на современном этапе развития народного хозяйства страны должно предусматривать как обеспечение выпуска стабильных по качеству устройств, так и сокращение периодов и сроков их создания и постановки на производство. Эта научно-техническая задача может быть успешно решена только при условии применения новых, более прогрессивных методов в организации проектирования и производства ГУ.

Исследования, проведенные во ВНИИГидроприводе, Харьковском филиале ВНИИлитмаш и Краматорском НИИПТмаш, позволили выявить и сформулировать основные принципы построения гидравлических схем приводов машин [1–3]. Работы выполнялись методом проведения теоретических исследований гидравлических приводов оборудования, изготавливаемого заводами СНГ, лучших образцов импортного оборудования, эксплуатируемого на заводах различных отраслей, а также научно-технической информации по гидроприводам и узлам гидропривода. При этом производилась классифика-

ция исполнительных механизмов каждого вида оборудования по двум критериям: функциональное назначение; особенности выполняемого технологического процесса.

Определялись технологические и конструктивные параметры исполнительных механизмов как результат анализа характеристик перемещения и технологической нагрузки механизмов. К этим параметрам относятся тип привода, необходимость регулировки скорости перемещения и изменения действующего усилия в процессе перемещения. По каждому виду технологического оборудования выбирались представители, подлежащие анализу по следующим признакам:

- максимальный охват заводов — изготовителей оборудования;
- серийность оборудования;
- соответствие технологической и конструктивной схемы современному техническому уровню.

Результаты анализа, полученные в Харьковском филиале ВНИИлитмаш [3], показали, что работа исполнительных механизмов гидроприводов машин может быть оценена циклограммами, приведенными на рис. 1. Из рисунка видно, что наиболее простым случаем является работа механизма по циклограмме «*а*». В этом случае механизмы из исходного положения перемещаются в конечное и сразу же возвращаются в исходное. Такая циклограмма характерна для большинства транспортных устройств (толкатели, переталкиватели и т.п.).

При работе по циклограмме, представленной на рис.1*б*, механизм некоторое время стоит в одном из крайних положений, а по циклограмме на рис.1*в* — выстаивает в промежуточном положении. Наиболее сложной является работа механизмов по циклограмме, изображенной на рис. 1*г*. После участка *1* быстрого перемещения следует остановка (участок *2*). Для машин опочной формовки быстрое перемещение необходимо для подвода прессового стола с опокой к бункеру с формовочной смесью или к пескодувному узлу. На участке *3* производится уплотнение формовочной смеси, а на участке *4* — допрессовка. Участки *5* и *6* соответствуют операциям протяжки и быстрого отвода с замедлением в конце хода. Часто для прессовых механизмов циклограмма работы усложняется за счет введения процесса прессования последовательно двумя и даже тремя уровнями давления рабочей жидкости.

При этом в подавляющем большинстве случаев ПС решаются на основе стандартной гидроаппаратуры.

ВНИИГидроприводом проводилась работа по анализу схем следующих видов оборудования:

1. станки токарной группы (29 моделей);

2. станки сверлильные и расточные (20 моделей);
3. станки шлифовальной группы (25 моделей);
4. протяжные станки (13 моделей);
5. станки отрезные, фрезерные и др. (39 моделей) [1].

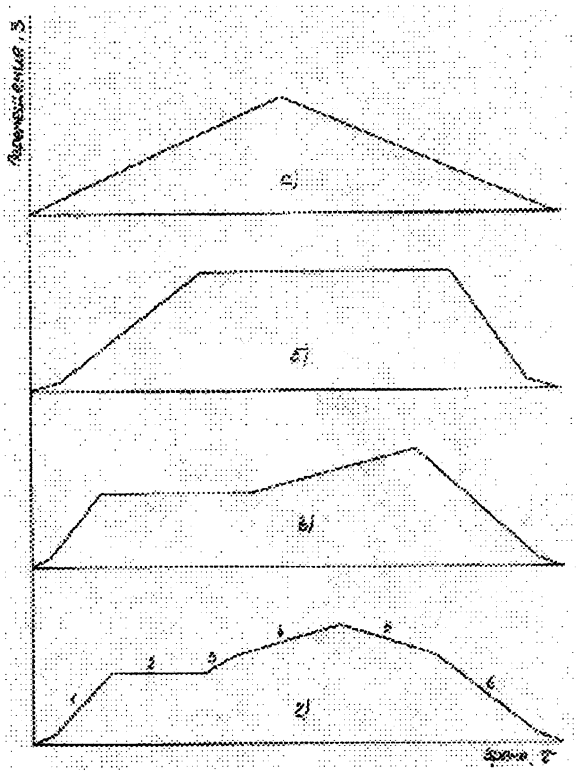


Рис. 1. Циклограмма работы исполнительных механизмов

Результаты анализа показали, что, несмотря на большое разнообразие гидросистем, в их принципиальных и конструктивных решениях много общего. Это в первую очередь относится к гидросистемам машин определенного целевого назначения. Так, например, гидросистемы внутришлифовальных станков, работающих по полуавтоматическому циклу, имеют много общего в конструкции. Также подобны гидросистемы станков для наружного круглого шлифования, агрегатных станков, токарных полуавтоматов, станков со следящими системами и с программным управлением.

Несмотря на специфику гидросистем станков для обработки коленчатых валов, в них используется много типовых узлов, применяемых и в гидросистемах других групп машин.

Оценка гидросистем по группам машин целевого назначения позволяет свести все их многообразие к ограниченному числу разновидностей. Однако и это не предел для выявления общих свойств. Группы отличаются между собой некоторыми признаками. Поэтому появляется возможность классифицировать гидросистемы на основании их структуры независимо от групповых признаков.

Структура гидросистемы характеризуется присутствием в ней типовых элементов, которые могут входить в разные гидросистемы, но выполнять одни и те же функции. Любой существующий или вновь проектируемый станок, пресс или другая машина автоматического действия работают по сложным циклам. Но независимо от конструкции машины ее общий цикл работы, т.е. действие всех механизмов от начала до завершения процесса формообразования изделия, состоит из нескольких частных циклов — автоматических циклов работы отдельных механизмов целевого назначения.

Частные циклы складываются из простых, представляющих собой совокупность линейных перемещений траверс, салазок, столов с изделиями, головок с инструментом и т.д. В свою очередь, простой цикл состоит из рабочих, холостых перемещений и остановок. Причем в пределах цикла длина и скорость отдельных перемещений могут изменяться.

Таким образом, если задается рабочий цикл машины, то и построение или структура ее гидросистемы становятся известными. Каждый элемент рабочего цикла реализуется посредством срабатывания определенных гидравлических аппаратов и механизмов, объединяемых в контуры.

Каждому элементу рабочего цикла соответствует свой магистральный контур или несколько контуров, структура которых остается во всех сочетаниях неизменной.

С учетом изложенного сделаны следующие выводы:

1. При классификации и группирования гидросистем, за основу берется структурный контур, реализующий элемент цикла работы машины. Группа структурных контуров составляет гидросистему. Общая же идея построения гидросистемы состоит в том, что все разнообразие гидросистем сводится к разнообразию и количеству контуров, определяемых элементами рабочего цикла гидрофицированной машины.

2. Тщательное изучение, анализ и классификация гидравлических приводов машин позволяет выявлять и группировать отдельные типовые элементы схем (структурные контуры), общие для приводов различных машин

независимо от их целевого назначения. Это является основой создания отдельных унифицированных функциональных блоков, реализующих типовые структурные контуры гидросистем, определения их потребности для отраслей народного хозяйства и налаживания серийного производства модульных блоков и унифицированных панелей на их базе, что в свою очередь позволит выполнять ГУ приводов машин методом агрегатирования.

Проведенный анализ гидравлических схем приводов в Гомельском головном специальном конструкторско-технологическим бюро гидроаппаратуры (ГСКТБ ГА) [4], под руководством автора, позволил установить, что цикл работы конкретного исполнительного органа (гидромотора или гидроцилиндра) реализуется функциональной схемой (структурным контуром), включающей в себя набор гидроаппаратуры, соединенной между собой в определенной последовательности. Цикл работы всего гидропривода, т.е. работа всех исполнительных органов во взаимосвязи, реализуется суммой функциональных схем конкретных исполнительных органов. Причем началом функциональной схемы является источник давления (гидронасос), а окончанием — сливной резервуар. Функциональные схемы по своему назначению объединены в две основные группы:

— группа управления реверсом (простыми движениями исполнительных органов). В этой группе исполнительные органы совершают возвратно-поступательные или вращательные движения без замедлений и ускорений, а рабочий поток жидкости не требует дополнительных изменений (по давлению p и расходу Q) и используется непосредственно от насоса. Схемы первой группы характеризуются применением только распределительной аппаратуры (за исключением аппаратов, предохраняющих насос от перегрузки и поломки);

— группа управления сложными движениями. В этой группе исполнительные органы могут совершать при необходимости движения с замедлениями и ускорениями. Рабочий поток жидкости подвергается трансформации посредством контрольно-регулирующей аппаратуры в соответствии с заданной программой работы исполнительного органа. Группа управления сложными движениями характеризуется применением распределительной аппаратуры в сочетании с контрольно-регулирующей (дроссели, регуляторы расхода, редукционные клапаны и т.д.).

При суммировании в конкретную гидравлическую схему привода отдельных контуров минимизируют количество гидроаппаратов в схеме, исключая дублирование.

Примерами таких гидроаппаратов служат обратный и предохранительный клапан, предохраняющий насос от поломки, реле давления и т.д. Сово-

купность таких гидроаппаратов получила название «элементарная схема подготовки и предохранения». Элементарная схема подготовки и предохранения содержит, как правило, до четырех аппаратов. При рассмотрении группы функциональных схем управления реверсом, с учетом выделения из нее элементарной схемы подготовки и предохранения, становится очевидным, что оставшиеся распределительные гидроаппараты также необходимо выделить в виде «элементарной схемы реверса». В группе управления сложными движениями при выделении элементарной схемы подготовки и предохранения оставшиеся аппараты соединяются в схему уже на основе распределительных аппаратов в различном сочетании с контрольно-регулирующими. Совокупность таких аппаратов названа «элементарной схемой сложных движений». Как правило, элементарная схема сложных движений содержит один распределительный аппарат и до 2-х двухходовых. При разработке конструкций в виде самостоятельных узлов схем «подготовки и предохранения», «реверса» и «сложных движений», построения конструкции конкретного ГУ сведется лишь к определению номенклатуры и количества узлов и соединению их между собой.

То есть, настоящие элементарные схемы являются теми составляющими ПС, конструктивное решение которых, в виде унифицированных узлов, позволит реализовать агрегатно-модульное конструирование гидроблоков управления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Оксененко А.Я., Наумчук Ф.А., Филатов Р.А. и др. Модульный монтаж гидравлических приводов. — М.: НИИМАШ. 1979. — 38 с. 2. Ис-следование и разработка гидравлических панелей с целью унификации и уменьшения металлоемкости при проектировании гидропривода линий и машин в машиностроении: Отчет о НИР / Краматорский НИИПТмаш, № ГР 01830008801. — Краматорск, 1984. — 79 с. 3. Анализ технических решений и разработка предложений по повышению надежности гидро- пневмоприводов выпускаемого литейного оборудования на базе типизации и унификации функциональных блоков: Отчет о НИР ВНИИлитмаш, № ГР 01830071182. — Харьков, 1984. — 168 с. 4. Проведение анализа схем и конструкций гидрооборудования для создания унифицированных функциональных блоков и компоновок гидроприводов. Отчет о НИР / Гомельское ГСКТБ ГА; № ГР 79068354; Инв. № 0000000483. — Гомель, 1982. — 78 с.

УДК 621.91.01/02

Н.Н. Попок, В.А. Терентьев, А.В. Сидикевич, А.Н. Попок

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОДУЛЬНЫХ РЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТОВ

Полоцкий государственный университет
Новополоцк, Беларусь

Современное машиностроение с целью повышения конкурентоспособности ориентируется на выпуск качественной продукции широкой номенклатуры и в небольшом количестве. В связи с этим базовая ее отрасль — станкостроение стремится обеспечить гибкость оборудования путем совмещения и комплексной механической обработки заготовок на одном станке и создания многофункциональных станков. Технологическая оснастка и, в частности, режущий инструмент (РИ), используемые на этих станках, также должны отвечать требованию многофункциональности. При проектировании таких инструментов перспективно применение модульного принципа [1] и автоматизации процедур, например, выбора и компановки модулей.

Модульный принцип построения конструкций режущих инструментов широко используется зарубежными фирмами, например, шведской «Sandvik Coromant», немецкими «Hertel», «Knuth», «Kennametal» и другими. Однако следует отметить, что фирмы, располагая мощной материально-технической базой, расширяют номенклатуру модулей, реже используя межтиповую унификацию модулей, что повышает стоимость рсжущего инструмента и, в конечном итоге, неприемлемо для отечественного машиностроения.

Предлагаемый подход к проектированию модульных РИ основывается [2] на систематизации обрабатываемых конструктивных элементов (КЭ) и поверхностей (П) деталей, их унификации применительно к конкретным условиям производства и соответствующей унифицированным КЭ и П систематизации и унификации составляющих блоков и модулей РИ [3]. То есть проектирование осуществляется не по стандартным типам инструментов, а по их назначению и применению для обработки конкретных конфигураций КЭ и П.

Структурная схема основных этапов автоматизированного проектирования модульных РИ представлена на рис.1. На первом этапе оцениваются выпускаемые изделия, составляющие их узлы, соединения, детали, а также КЭ и П по степени сложности (трудоемкости) проектирования и изготовления, новизне и другим параметрам согласно методике, изложенной в работе [4]. Далее с учетом оценки применяемости изделий и их составляющих определяются

наиболее часто встречающиеся на данном производстве типоразмеры и из них формируется банк данных унифицированных КЭ и П деталей.

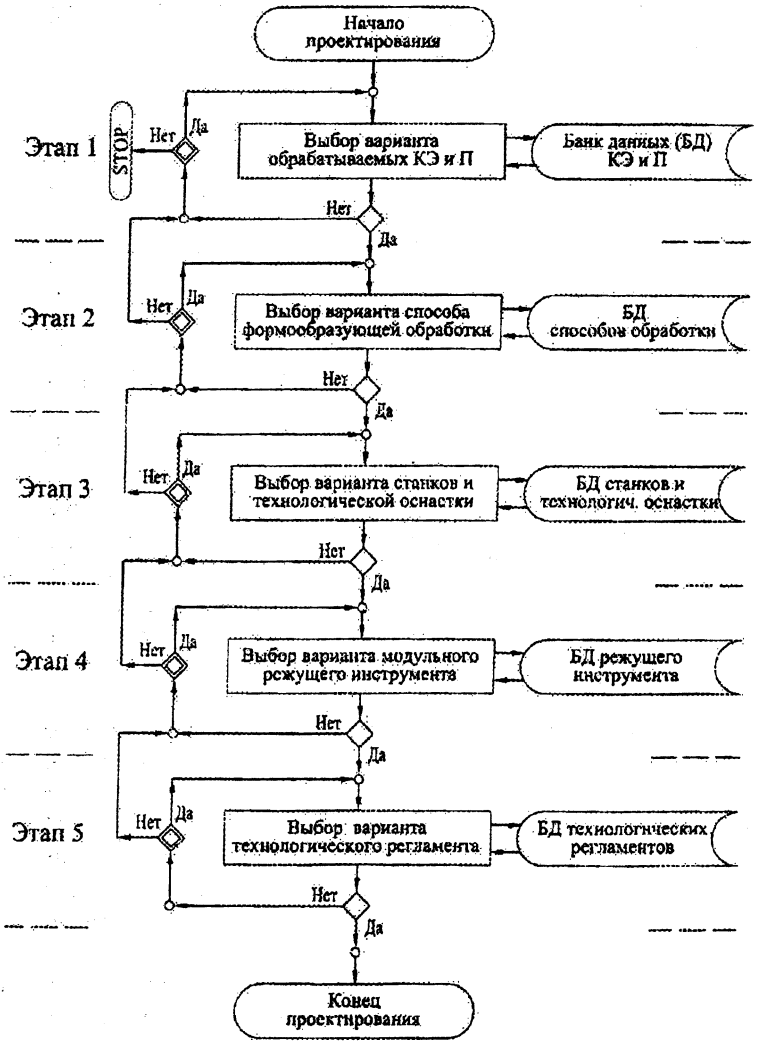


Рис.1. Блок-схема проектирования процесса обработки резанием:

◇ — блок проверки приемлемости варианта;

◆ — блок проверки наличия варианта

На втором этапе систематизируются виды механической обработки (технологии и операции), оценивается степень сложности кинематики формообразования, анализируются варианты применяемого оборудования, оснастки и т. п., и формируется банк данных наиболее часто применяемых на данном производстве видов механической обработки. Этот этап позволяет также выработать предложения по совмещению операций и комплексной обработке КЭ и П деталей.

Третий этап состоит в выборе станочного оборудования и технологической оснастки, в частности режущих инструментов, используемых для определенных на предыдущем этапе операций технологического процесса, в оценке степени сложности кинематики формообразования и других признаков и формировании банка данных унифицированных режущих инструментов.

На четвертом этапе оценивается возможность использования имеющихся в наличии типов инструмента, осуществляется автоматизированный выбор или автоматизированное проектирование модульного режущего инструмента.

На пятом этапе формируются технологические регламенты механической обработки унифицированных КЭ и П унифицированным РИ с учетом свойств обрабатываемого и инструментального материалов и режима резания.

Сформированные на каждом этапе банки данных позволяют автоматизировать процедуры выбора и согласования отдельных технических решений. Более подробно содержание этапа выбора (проектирования) модульного РИ представлено на рис.2. Согласно известным представлениям [5, 6] РИ выполняет две основные функции — формообразования и резания. Первая функция определяет вид инструмента, вторая — его тип. Угловые и линейные параметры лезвия и державки РИ определяют конструктивную схему инструмента.

Исходя из наиболее распространенных конфигураций КЭ и П, видов обработки, а также типового (широко применяемого) габаритного размера блока резцового (БР), определены типоразмеры пластин режущих (ПР) с отверстием и без отверстия, а также резцовых вставок с кубическим нитридом бора марки «белбор». Предусмотрено выполнение в БР четырех основных видов открытого паза под ПР — без наклона и с наклоном для задания заднего угла, без скоса и со скосом правым и левым для задания углов в плане, которые могут сочетаться в различных вариантах в зависимости от формы ПР (рис.3). Механизм зажима ПР выполняется в виде прихвата «тянущего», полуцанги и цанги, а также прихвата «охватываемого» и «охватывающего» ПР. Корпус БР выполняется в виде цилиндра с лысками и с канавками для байонетного закрепления. Механизм зажима БР в модуле корпусном (МК) может быть прихватным, клиновым и винтовым. Механизм регулировки линейного и углового положения БР выполняется винтовым, клиновым и кли-

но-винтовым. Форма МК в зависимости от применения для обработки плоских и цилиндрических, наружных или внутренних поверхностей может быть стержневой прямоугольного или круглого сечения, цилиндрической, дисковой и т. п. Причем отдельные МК могут применяться для обработки как наружных плоских, так и внутренних цилиндрических поверхностей, например, МК для подрезки, сверления и растачивания.

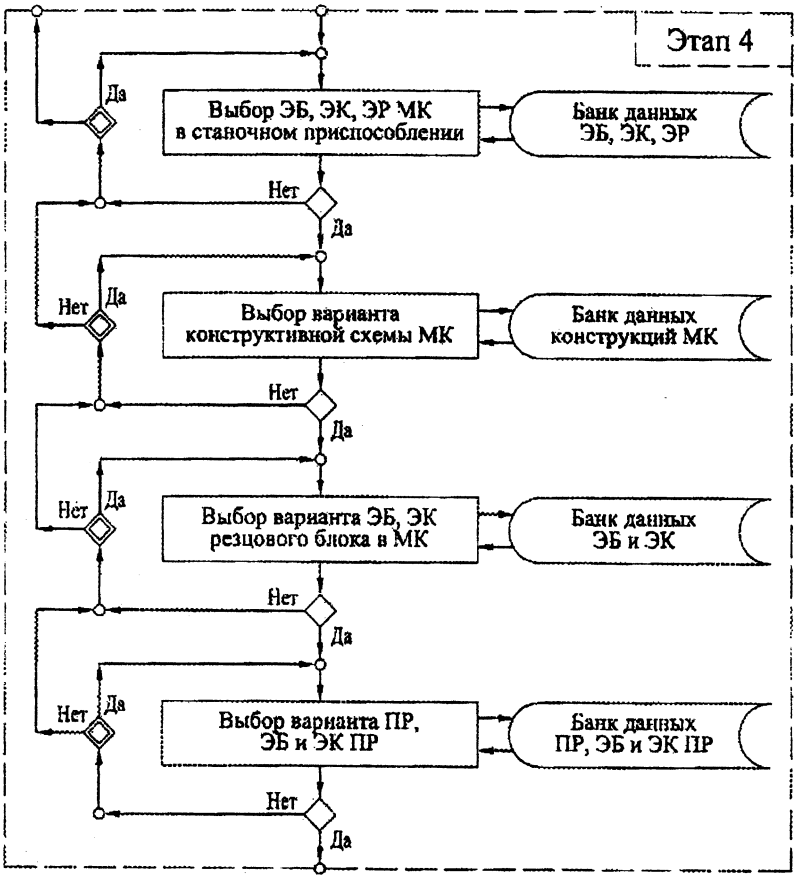


Рис. 2. Блок-схема проектирования модульного режущего инструмента: МК — корпусной модуль; ПР — режущая пластина; ЭБ — элементы базирования; ЭК — элементы крепления; ЭР — элементы регулирования

Выбор элементов базирования, крепления и регулирования МК производится в соответствии с базовыми и установочными элементами станочных приспособлений.

Сформированы банки данных по всем составляющим элементам блочно-модульного режущего инструмента (БМРИ): пластины режущие; блоки резцовые; механизмы зажима ПР; механизмы зажима БР; механизмы регулировки БР; модули корпусные. Разрабатывается компьютерная программа, которая позволит в автоматизированном режиме выбирать необходимые элементы и компоновать БМРИ в зависимости от обрабатываемых КЭ и П. Разработаны конструкций БМРИ, ориентированные на наиболее часто встречающиеся в деталях КЭ и П: резцы проходные и расточные; сверла и зенкеры; фрезы торцовые; цилиндрические, дисковые и концевые, а также зуборезные головки.

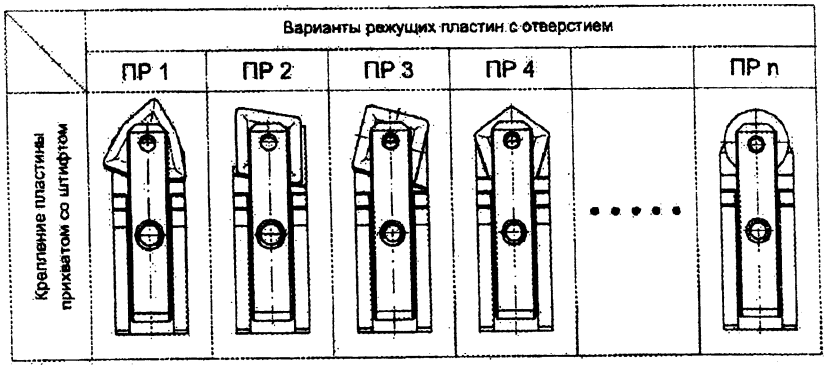


Рис. 3. Банк данных резцовых блоков с различными режущими пластинами

ЛИТЕРАТУРА

1. Васильев А. Л. Модульный принцип формирования техники. — М.: Издательство стандартов, 1989. — 240 с. 2. Попок Н.Н. Мобильная реорганизация машиностроительного производства. — Мн.: УП «Технопринт», 2001. — 396 с. 3. Попок Н. Н., Терентьев В.А. Рациональное инструментообеспечение предприятий па основе создания блочно-модульных конструкций режущего инструмента. //Машиностроение. — Мн.: 2001. — Вып. 17. — С.233–238. 4. Попок Н.Н. Рациональный выбор изделия для производства на машиностроительном предприятии. // Машиностроитель. — 2001. — №4. — С. 43–45. 5. Проектирование и расчет металлорежущего инструмента на ЭВМ: Учеб. пособие для втузов/О. В. Таратынов, Г. Г. Земсков, Ю. П. Тара-

мыкин и др.; Под ред. О. В. Таратынова, Ю. П. Тарамыкина. — М.: Высш. шк., 1991. — 423 с. 6. Илюхин С. Ю., Доронин А. В. Концептуальная модель профилирования поверхностей // СТИН. — 2000. — №11. — С. 23–25.

УДК 621.75.002:658.012.011.56

С.И. Романюк

ПРОБЛЕМЫ ВЫБОРА CAD/CAM-СИСТЕМЫ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

В настоящее время компьютеризация охватила практически все стадии создания изделия: начиная от проектирования и кончая планированием поставок. Подход к производству изделия, при котором различные компьютерные программы обеспечивают в рамках единого информационного пространства управление жизненным циклом изделия на всех стадиях его существования (проектирование, производство, эксплуатация и реализация), в настоящее время принято обозначать термином «CALS-технологии». Аббревиатура CALS на русский язык может быть интерпретирована как «компьютерное сопровождение и поддержка жизненного цикла изделия» [1].

Ядром CALS-технологий является CAD/CAM-система. CAD/CAM-система обеспечивает проектирование и моделирование изделия, технологическую подготовку его производства, создание управляющей программы для обработки детали на станке с ЧПУ и другие возможности. В последнее время к задачам, решаемым CAD/CAM-системой, добавились автоматизированные расчеты и анализ трехмерной твердотельной модели, решаемые CAE-системами.

Современный рынок CAD/CAM-систем характеризуется разнообразием и высокой конкуренцией. Десятки фирм предлагают системы различного уровня, отличающиеся как по функциональным возможностям, так и по ценам. В такой ситуации выбор CAD/CAM-системы — задача непростая.

Проблема выбора традиционно начинает решаться с изучения технической характеристики и сопоставления возможностей различных изделий. Учитывая высокую стоимость и существенную разницу в ценах CAD/CAM-систем, такой подход к их выбору особенно оправдан. Однако необходимо констатировать, что в настоящее время наблюдается дефицит информации о техни-

ческих возможностях и сравнительных данных различных CAD/CAM-систем (при явном избытке информации рекламного характера). Зачастую предприятие вынуждено приобретать собственный опыт по возможностям различных CAD/CAM-систем, затрачивая на это время и средства. Наиболее рациональным является выбор, основанный на независимом экспертном анализе.

Сравнительный анализ возможностей различных CAD/CAM-систем, вероятно, как ни одного другого программного продукта, нуждается в максимально независимой экспертизе: очень высока цена экспертных решений. Можно привести общедоступные данные по суммарному объему продаж CAD/CAM-систем [2]. В 2000 году он достиг 1,27 млрд. $ США (при этом прирост составил 4,4%), в 2001 году снизился до 1,19 млрд. $ США, в 2002 году — до 1,06 млрд. $ США. Доходы некоторых компаний в 2002 году составили более 100 млн. $ США. Таким образом, с одной стороны, рынок CAD/CAM в денежном выражении достаточно крупный, с другой, наметившаяся тенденция снижения продаж заставляет разработчиков активизировать усилия по продвижению своего продукта. Все это еще более осложняет задачу объективного сравнения.

На протяжении последнего десятилетия рынок CAD/CAM-систем (с основным акцентом на CAM часть) отслеживает консалтинговая компания CIMdata Inc. (США). Однако ее многостраничные отчеты с рейтингами, статис-тическими данными и сопоставлениями примерно 40 ведущих компаний и CAM-пакетов стоят довольно дорого (например, 216-страничный отчет за 2002 год стоит 3,5 тыс. $ [2]). Лишь небольшая часть этих отчетов, иногда с существенной задержкой во времени, становится общедоступной. Т.о., потребность в доступном независимом сравнительном анализе возможностей CAD/CAM-систем весьма высока, т.к. такой анализ существенно облегчает выбор.

Важными аспектами выбора CAD/CAM-системы являются распространенность системы и экономическая устойчивость разработчика. Под распространенностью будем понимать термин, характеризующий число проданных лицензий и число инсталляций (установок первоначальных версий, в отличие от обновлений установленных версий).

Отметим, что распространенность программного средства зависит от большого числа факторов, среди которых технические и пользовательские возможности отнюдь не главенствующие. Большое значение на распространенность оказывает маркетинговая политика производителя. Зачастую именно этот фактор оказывается решающим в коммерческом успехе продукта, даже, если он имеет какие-то технические изъяны. Показательном в этом отношении является общеизвестный пример с операционной системой Windows,

которая, несмотря на серьезные технические недостатки, стала стандартом «де-факто», благодаря в том числе и блестящему маркетингу компании Microsoft.

В конечном итоге при выборе CAD/CAM-системы наряду с ее возможностями необходимо учитывать маркетинговую политику разработчика (продавца). Для любого покупателя весьма важно, в какой мере разработчик сопровождает CAD/CAM-систему, т.е. насколько оперативно он реагирует на возникшие потребности производства и как быстро устраняет обнаруженные недостатки, а также какие льготы предоставляет разработчик.

В частности маркетинговая политика разработчика имеет решающее значение для университетов, включающих в учебные планы CAD/CAM средства моделирования деталей и создания управляющих программ для станков с ЧПУ. Перед университетом, только начинающим преподавать эти аспекты производства, тоже стоит проблема выбора. Однако университеты не располагают денежными средствами, какими располагают предприятия. Поэтому на их выбор основное влияние оказывает возможность максимально льготного приобретения полноценной CAD/CAM-системы. Основания для такой постановки, на наш взгляд, достаточно веские и остановимся на них подробнее.

На рынке CAD/CAM еще нет системы, которая была бы признана стандартом «де-факто». В такой ситуации любой акцент на той или иной системе, который становится достоянием общественности, несомненно, становится актом рекламирования. Преподавание, как деятельность, направленная на формирование мнения у студентов, в известном смысле рекламирует фирмы, торговые марки, отдельные изделия и т.п., если они произносятся или характеризуются на аудиторных занятиях. В процессе преподавания формируются предпочтения молодых людей, которые затем окажут влияние на выбор того или иного продукта. Можно привести в пример фирму Siemens. Ее политика привлечения преподавателей ВУЗов на курсы повышения квалификации, всестороннее ознакомление со своими изделиями и прочее дают ей реальные выгоды: преподаватели рассказывают на занятиях об изделиях фирмы, все больше студентов воспринимают их и в свое время сделают выбор в пользу именно этой фирмы.

Однако не все осознают такой аспект информирования и ознакомления со своей продукцией. Это относится и к разработчикам CAD/CAM. В целом их подход к взаимоотношениям с образовательными учреждениями нельзя назвать заинтересованным. При всех льготах цены лицензий для университетов обычно не опускаются ниже 10–25% цены промышленных лицензий [3]. Учитывая полную стоимость, исчисляемую тысячами долларов США, цены все равно остаются непомерными. Высокая стоимость, а также непре-

доставление бесплатной технической (не рекламной) информации, отсутствие бесплатного обучения преподавателей — все это аспекты проигрышной маркетинговой политики в отношениях с образовательными учреждениями. В конце концов, в учебные программы CAD/CAM-системы войдут, но войдут те, на которые ВУЗом будет затрачен минимум средств. Учитывая рекламный аспект процесса преподавания и отсутствие коммерческой выгоды от приобретения CAD/CAM-системы, ВУЗы вправе ожидать от их поставщиков максимально льготной (если не сказать безвозмездной) маркетинговой политики.

Прежде чем перейти к вопросу о возможностях отдельных CAD/CAM-систем, следует дать их наиболее общую характеристику — возможность сквозного проектирования. Смысл сквозного проектирования состоит в использовании единого программного пространства на стадиях проектирования, разработки управляющей программы для станка с ЧПУ, отладки программы и ее исполнения (рис.1). При этом конструктор, технолог и оператор станка работают с одним конструкторско-технологическим документом (CAD/CAM-файлом). Достоинства такой организации следующие: автоматическое или полуавтоматическое внесение изменений в технологию или в геометрию при выявлении неполадок на любой из стадий; ни одно изменение, сделанное, например, оператором, не будет потеряно ни технологом, ни конструктором; сокращение «бумажной» работы — не нужны ни чертеж детали, ни маршруты обработки, ни список инструментов и т.д.; существенное уменьшение затрат на подготовку, отладку и запуск управляющей программы.

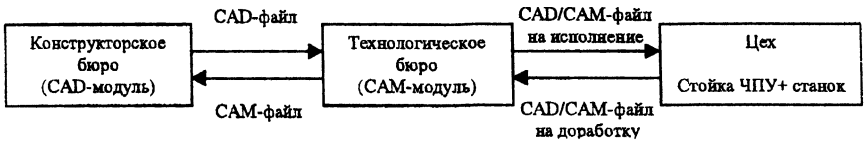


Рис.1. Структура сквозного проектирования

Перейдем к анализу возможностей различных CAD/CAM-систем. В общем случае CAD/CAM-система, как программный продукт, представляет собой некоторую структурированную систему, имеющую определенные способы представления входной и выходной информации, способы кодирования информации, точность представления данных, типовые подсистемы, показатели качества функционирования системы (например, объем занимаемой памяти, быстродействие и т.п.) и другие технические характеристики. Однако их сравнительный анализ затруднен из-за недостатка публикаций по этому вопросу. В настоящий момент анализу доступны лишь внешние (пользова-

тельские) характеристики систем, т.е. возможности по реализации конкретных конструкторских и технологических задач.

Обобщенные возможности современных CAD/CAM-систем следующие:

1)полный цикл проектирования, который включает черчение, параметрическое и объектное конструирование, твердотельное моделирование и анализ конструкции; в частности, возможность проектирования пресс-форм;

2)технологическая подготовка производства детали, включающая разработку технологической оснастки и различных видов технологической обработки (механообработка, электроэрозионная и лазерная обработка, сварка, штамповка, листовой раскрой с последующей гибкой и другие);

3) генерирование управляющих программ для станков с ЧПУ, а также проверка их правильности компьютерными средствами путем прорисовывания траекторий инструмента и трехмерной визуализации процесса обработки;

4)возможность использования для широкого парка станков и систем ЧПУ, в том числе станков с различным числом управляющих координат (от 2 до 5);

5)применимость для высокоточной и высокоскоростной обработки;

6)поддержание коллективной работы с проектом на уровне удаленных рабочих групп различных специалистов;

7)ведение базы данных проектов;

8)ведение на уровне предприятия библиотеки данных по материалам, режущим инструментам, вспомогательной оснастке.

В зависимости от тех или иных функциональных возможностей сложилось деление CAD/CAM-систем на уровни: системы верхнего уровня; системы среднего уровня; системы нижнего уровня.

Жесткая конкуренция на рынке CAD/CAM заставляет разработчиков систем верхнего уровня включать в свой продукт практически все известные на сегодняшний день возможности CAD/CAM. Чтобы избежать избыточности системы по своим возможностям, ее делят на отдельные функциональные модули. Такое деление имеет положительный момент и с точки зрения формирования цены продукта.

Системы верхнего уровня состоят из десятков модулей, решающих самостоятельные задачи. Однако в любой такой системе имеется ядро, или минимальный набор модулей, на которое надо обратить особое внимание при выборе системы, т.к. остальные возможности реализуются дополнительными модулями, приобретаемыми за отдельную плату [4].

Основным отличием систем верхнего уровня от систем среднего уровня является наличие у первых и отсутствие у последних следующих возможностей:

1)широкие возможности инженерного анализа (аналогичные известным системам ANSYS, NASTRAN и т.п.); это практически CAD/CAM/CAE-системы;

2)создание геометрии и моделей практически любой сложности; особенно это касается моделирования объектов с большим числом деталей;

3)возможность проектирования объектов с числом деталей 2-5 тысяч;

4)комбинирование поверхностей и твердых тел;

5)возможность проектирования изделий, которые необходимо изготавливать, используя различные технологии (механообработка, листовой раскрой, сварка, штамповка, электроэрозионная обработка и т.д.);

6)комбинирование исполнения отдельных операций;

7)работа различных удаленных групп пользователей над одним проектом;

8)управление данными на уровне рабочей группы;

9)практически неограниченные объемы необходимых баз данных, способные охватить любое крупное предприятие в полном объеме.

Перечислим CAD/CAM-системы верхнего уровня (в алфавитном порядке):

CATIA; разработчик Dassault Systems, Франция, в настоящее время поддерживается совместно с IBM, США;

EUCLID3; разработчик Matra Datavision, Франция;

I-DEAS Master; разработчик Structural Dynamics Research Corporation (SDRC), США; в настоящее время поддерживается EDS PLM Solutions, США;

Pro/Engineer; разработчик Parametric Technology Corporation (PTC), США;

UNIGRAPHICS; разработчик Electronic Data Systems (EDS), в настоящее время поддерживается EDS PLM Solutions, США.

Системы среднего уровня предназначены для автоматизации конструкторско-технологического цикла проектирования несложных объектов, для чего обычно не требуется взаимодействия на уровне удаленных групп пользователей или разработки сложных технологических цепочек, охватывающих различные цеха и подразделения. С этими задачами они прекрасно справляются, благодаря чему составляют очень серьезную конкуренцию тяжеловесам из верхнего уровня (а распространенность ряда систем среднего уровня значительно выше, чем у систем верхнего уровня).

Перечислим некоторые наиболее известные CAD/CAM-системы среднего уровня (в алфавитном порядке):

ADEM; разработчик OmegaADEM Technologies Ltd., Израиль;

BRAVO; разработчик Applicon Inc., США;

CADdy; разработчик Ziegler Informatics GmbH, Германия;

CIMATRON; разработчик Cimatron Ltd., Израиль;

DUCT-5; разработчик Delcam Plc., Великобритания;

EdgeCAM; разработчик Pathtrace, Великобритания;

ESPRIT; разработчик DP Technology, США;

GeMMa-3D (ГеММа-3D); разработчик ЗАО «НТЦ ГеММа», Россия;

HyperMILL; разработчик Open Mind Software Technologies GmbH, Германия;

MasterCAM; разработчик CNC Software, США;

PEPS; разработчик Camtek Ltd., Великобритания;

PowerMILL; разработчик Delcam Plc., Великобритания;

SolidCAM; разработчик Cadtech, Израиль;

SPRUT (СПРУТ); разработчик АО "Спрут-Технология", Россия;

T-FLEX CAD; разработчик Топ Системы, Россия;

TEBIS; разработчик Tebis AG, Германия;

VISI-Series; разработчик Vero International Inc., США;

VX VISION; разработчик Varimetrix Corp. Ltd., США.

Системы нижнего уровня используются в основном для 2D- или 3D-проетирования и моделирования с отдельными возможностями (или без них) подготовки производства двухмерных изделий. Т.е. системы нижнего уровня ориентированы главным образом на CAD и не предполагают решения разнообразных задач CAM.

Следует отметить, что деление на уровни является достаточно условным, т.к. постоянно имеет место тенденция приближения систем среднего уровня (по различным параметрам) к системам верхнего уровня, а системы нижнего уровня все чаще перестают быть просто чертежно-ориентированными и становятся ориентированными на все большее число элементов технологии.

Безусловно, технические возможности систем отражаются на их цене. Так, цена систем верхнего уровня колеблется в пределах 10–25 тысяч $ США, среднего уровня — 5–17 тысяч $, а систем нижнего уровня — до 5 тысяч $.

Доступны данные, позволяющие сравнить между собой экономическое положение разработчиков CAD/CAM-систем и распространенность самих программных продуктов [2]. Данные получены на основании обзоров CIMdata.

По объемам доходов за 2000–2002 годы выделяются порядка двадцати компаний, они делят между собой три четверти рынка. По средним данным за этот период первая шестерка выглядит следующим образом: 1) IBM/Dassault; 2) EDS PLM Solutions; 3) PTC; 4) Hitachi Zosen (Япония); 5) Delcam; 6) CNC. Первое место с годовым доходом 127 млн.$ занимает альянс IBM и Dassault, который занимается продажами системы CATIA. Отметим, что доход ряда компаний составляют не только продажи CAD/CAM-систем.

По количеству инсталляций и проданных промышленных лицензий явным лидером признан MasterCAM (разработчик занимает шестое место по доходам). Далее следуют продукты компаний PTC, EDS PLM Solutions, IBM/ Dassault. Занимающая пятое место по объему доходов Delcam по числу инсталляций занимает лишь десятое. Следует отметить, что по числу суммарных инсталляций в университетах существенно преобладающее лидерство опять-таки принадлежит MasterCAM'у. Его отрыв от следующего за ним Delcam составляет 4,2 раза.

Выводы:

1. Одним из ключевых моментов в выборе CAD/CAM-системы является сравнительный анализ различных CAD/CAM-систем, который в свою очередь нуждается в объективной независимой экспертизе, доступной широкому кругу заинтересованных лиц. При выборе CAD/CAM-системы следует учитывать характер и объемы предоставляемых разработчиком дополнительно услуг по сопровождению своего продукта.

2. Сравнительный анализ CAD/CAM-систем должен включать сопоставление пользовательских (конструкторских и технологических) и технических возможностей различных CAD/CAM-систем и информацию об их распространенности.

3. Все CAD/CAM-системы обеспечивают возможность сквозного проектирования изделий.

4. Конструкторские и технологические возможности, которые предоставляют пользователям CAD/CAM-системы верхнего уровня, примерно одинаковы; все они позволяют осуществлять конструкторско-технологическую подготовку производства изделий любой сложности для предприятий любого масштаба. Однако различные производители применяют различную стратегию модульного наращивания на основное ядро системы.

5. Распространенность CAD/CAM-системы на отдельно взятом рынке — в большой мере результат сочетания возможностей системы и маркетинговой гибкости разработчика CAD/CAM; по данным за 2000-2002 годы наиболее распространенной в мире является CAD/CAM-система MasterCAM.

6. Маркетинговая политика разработчиков или дилеров CAD/CAM-систем должна быть максимально льготной для университетов, т.к. включение в учебный процесс конкретного программного продукта (особенно продукта, не имеющего статус стандарта «де-факто»), с одной стороны, не преследует коммерческих целей, а с другой, — это рекламирование этого продукта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Норенков И.П. CALS-стандарты // Информационные технологии. — 2002. — №2. — С.47–51. 2. Состояние CAM-рынка // CAD/CAM/CAE Observer. — 2003. — №3. — С. 2–8. 3. К вопросу о ранжировании CAM-пакетов // CAD/CAM/CAE Observer. — 2001. — №4. — С.1–2. 4. Булавкин С. Pro/Engineer, Catia и Unigraphics: сравнительный анализ минимальных конфигураций систем // CAD/CAM/CAE Observer. — 2001. — №4. — С. 20–27.

УДК 621.9.06:621.836

В.И. Туромша, П.Н. Гурецкий

НАПРАВЛЯЮЩИЕ КАЧЕНИЯ СОВРЕМЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

В настоящее время к технологическому оборудованию (металлорежущим станкам, манипуляторам, промышленным роботам, сборочным автоматам, упаковочным машинам и т.п.) предъявляют достаточно жесткие требования по производительности, надежности, точности, энергопотреблению, конкурентоспособности и др. показателям. Выполнение этих требований обуславливает все более широкое применение направляющих качения в системах линейных перемещений. Они позволяют работать с более высокими скоростями (до 2–10 м/с), обеспечивая повышение производительности оборудования. Высокая надежность узлов качения, продолжительный срок службы и низкая трудоемкость обслуживания уменьшает затраты на эксплуатацию, а в при ремонте значительно сокращает время простоя. Направляющие качения отличаются точностью и высоким к.п.д. Их применение снижает энергопотребление оборудования, что особенно важно при постоянно растущих ценах на энергоносители.

Одним из крупнейших мировых производителей направляющих качения является концерн «Bosch Rexroth» (Германия). В производственной программе концерна присутствует четыре типа направляющих качения:

— цилиндрические шариковые направляющие (направляющие с шариковыми втулками);

— рельсовые шариковые направляющие (направляющие с шариковыми каретками);

— рельсовые роликовые направляющие (направляющие с роликовыми каретками);

— рельсовые роликовые направляющие с каретками на роликах с закрепленными осями (направляющие на кулачковых роликах).

Цилиндрические шариковые направляющие.

Данные направляющие успешно применяются в общем машиностроении и при производстве специальных станков, манипуляторов, промышленных роботов, деревообрабатывающего оборудования, упаковочной техники. Они представляют собой прецизионный стальной вал, жестко установленный на опорах, и шариковую втулку, перемещающуюся в продольном направлении (рис.1). Шариковые втулки состоят из следующих составляющих:

— гильзы из стали или полиамида;

— сепаратора из стали или полиамида со стальными сегментами;

— шариков из антифрикционной подшипниковой стали;

— стопорных колец, уплотнительных колец и продольных уплотнений.

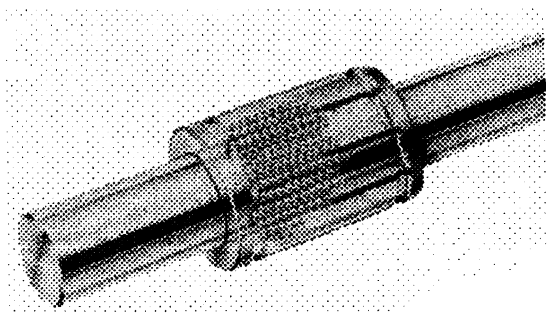


Рис.1. Направляющие с шариковыми втулками

По конструктивному исполнению различают шариковые втулки:

— закрытые и открытые;

— регулируемые и нерегулируемые;

— с антикоррозионной защитой и без нее;

— с фланцем или без него.

Выпускается двенадцать типоразмеров направляющих (табл. 1).

Таблица 1

Типоразмеры цилиндрических направляющих

Диаметр вала, мм	*5*	*8*	*10*	*12*	*16*	*20*	*25*	*30*	*40*	*50*	*60*	*80*

Основные типы шариковых втулок:

— ***стандартные шариковые втулки*** имеют стальные закаленные и шлифованные гильзы; обладают высокой жесткостью; работают при температурах свыше 100°С; нечувствительны к загрязнениям;

— ***шариковые втулки типа «Супер А» и «Супер В»*** имеют сепаратор с наружной гильзой из полиамида, закаленные стальные вкладыши и шлифованные направляющие канавки; оптимальные формы канавок, обеспечивающих плавное перемещение шариков без биений; втулки типа «Супер А» дополнительно обеспечивают компенсацию погрешностей центрирования до 0,5°;

— ***шариковые втулки типа «Супер Н» и «Супер SH»*** предназначены для очень высоких нагрузок; имеют большое число вкладышей и шариковых канавок4 способны выдерживать в два раза больше динамические нагрузки по сравнению с другими типами втулок без ущерба для самоустановки;

— ***компактные шариковые втулки*** имеют малые габаритные размеры;

— ***сегментные шариковые втулки*** самые простые и недорогие из системы линейных направляющих, выпускаются в антикоррозионном исполнении, в том числе из нержавеющей стали;

— ***радиальные шариковые втулки*** отличаются высокой устойчивостью к нагрузкам; широко применяются в металлорежущих станках и машинах, предназначенных для работы в тяжелых условиях; допускают большие погрешности центрирования.

Шариковые втулки могут поставляться совместно с корпусом из чугуна или алюминия, образуя линейные устройства перемещения.

Характеристики шариковых втулок представлены в табл. 2.

Таблица 2

Сравнительные характеристики шариковых втулок

№	*Тип шариковой втулки*	*Рабочая скорость, м/с*	*Ускорение, м/с²*	*Диаметр вала, мм*	*Динамическая грузоподъемность, Н*	*Статическая грузоподъемность, Н*
1	*Стандартные*	*2,5*	*100*	*5 – 80*	*180 – 21000*	*140 – 16300*
2	*Супер «А»,«В»*	*3,0*	*150*	*10 – 50*	*550 – 11200*	*330 – 6470*
3	*Супер Н»,«SH»*	*5,0*	*150*	*20 – 50*	*3530 – 22300*	*2530 – 16800*
4	*Компактные*	*5,0*	*150*	*12 – 50*	*730 – 5680*	*420 – 3610*
5	*Сегментные*	*3,0*	*150*	*12 – 40*	*480 – 3870*	*420 – 3270*
6	*Радиальные*	*2,0*	*150*	*30 – 80*	*8500 – 54800*	*9520 – 61500*

Рельсовые шариковые направляющие.

Данные направляющие специально разработаны для станочного оборудования и промышленных роботов. Они представляют собой шину (профильный рельс) и шариковую каретку, перемещающуюся в продольном направлении (рис. 2). Направляющие имеют компактную конструкцию, обладают вы-

сокой жесткостью и точностью. Представлены пятью классами точности: «N», «H», «P», «SP», «UP», как для шин, так и для кареток. Благодаря высокой точности изготовления кареток и шин, каждый элемент одного класса точности может работать с элементом другого класса точности, что дает конструкторам дополнительные возможности при проектировании оборудования.

Для всех кареток имеется только один профиль направляющей шины. Обе стороны шины могут использоваться в качестве базовых кромок. В случае, когда каретка работает на высоких скоростях (до 10 м/с), используются каретки с шариковой цепью (см. рис. 2), что обеспечивает малошумный и плавный ход. Для компенсации погрешностей монтажа шины имеются «Супер-каретки S».

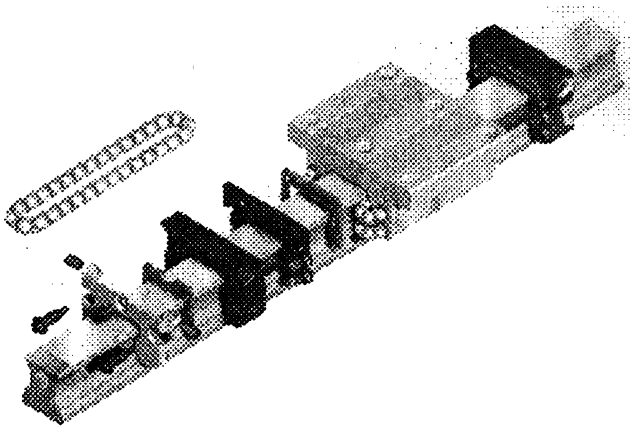


Рис.2. Профильные рельсовые направляющие с шариковыми каретками

Направляющие данного типа представлены восемью типоразмерами (табл. 3) и четырьмя вариантами величины предварительного натяга. Требуемый натяг обеспечивается за счет подбора диаметра тел качения.

Таблица 3

Типоразмеры рельсовых направляющих

Тип направляющих	*Ширина основания рельса, мм*							
Шариковые	*15*	*20*	*25*	*30*	*35*	*45*	*55*	*65*
Роликовые	*25*	*30*	*35*	*45*	*55*	*65*	*125*	–
На кулачковых роликах	*20*	*25*	*32*	*42*	*52*	–		

В большинстве случаев корпуса кареток изготавливают из стали. Для облегчения конструкций изготавливаются каретки из алюминия. Производятся направляющие с антикоррозионным покрытием или из нержавеющей стали, включая шины, каретки и тела качения.

Наличие шести возможных точек смазки (по торцам с обеих сторон, слева и справа с каждого конца каретки) значительно упрощает проведение техобслуживания.

Рельсовые шариковые направляющие могут оснащаться встроенной индуктивной измерительной системой линейных перемещений, что открывает новые возможности развития машиностроения. Система, производящая бесконтактное сканирование, не требует технического обслуживания и отличается высокой степенью надежности. Она также нечувствительна к воздействию паразитных магнитных полей.

Рельсовые роликовые направляющие.

Специально разработаны для мощных станков и роботов (рис.3). Характеризуются чрезвычайно высокими допустимыми нагрузками и жесткостью.

Выпускается семь размерных классов роликовых направляющих (см. табл. 3). По точности они разделены на четыре класса: «Н», «Р», «SP», «UP». Предлагается три варианта величины предварительного натяга. Так же, как и для шариковых направляющих, существует возможность взаимозаменяемости элементов конструкции. Для всех кареток имеется один профиль направляющей шины, при этом обе стороны шины могут использоваться в качестве базовых кромок.

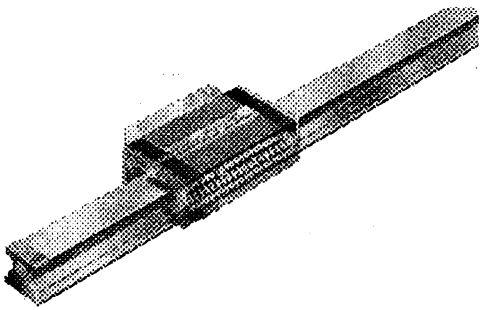


Рис.3. Профильные рельсовые направляющие с роликовыми каретками

Рельсовые роликовые направляющие могут оснащаться встроенной индуктивной измерительной системой линейных перемещений.

Направляющие на кулачковых роликах.

Данный тип направляющих был специально разработан для использования в манипуляторах и автоматических устройствах, где рабочие скорости могут достигать 10 м/с (рис.4).

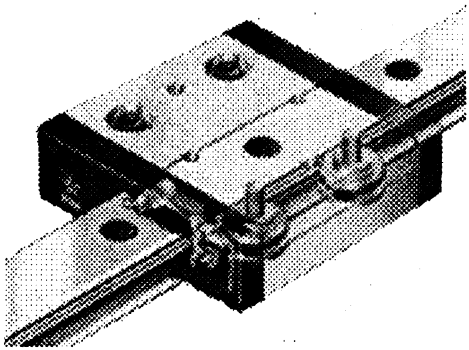


Рис. 4. Направляющие на кулачковых роликах

Отличительными особенностями направляющих этого типа являются:

— высокая рабочая скорость;

— компактная конструкция;

— малый вес и простой монтаж;

— низкое трение и малошумная работа.

Направляющие на кулачковых роликах могут работать в условиях ограниченной смазки. Смазка фактически необходима только фетровым уплотнениям для предотвращения их преждевременного износа при работе на высоких скоростях.

Сравнительные характеристики трех типов рельсовых направляющих представлены в табл. 4.

Таблица 4

Характеристики рельсовых направляющих фирмы «Bosch Rexroth»

№	Тип направляющих	Рабочая скорость, м/с	Ускорение, м/с²	Типоразмер	Динамическая грузоподъемность, Н	Статическая грузоподъемность, Н
1	Шариковые профильные	3,0*	250	15 – 65	10000 – 211900	20200 – 289000
2	Роликовые профильные	2,0	50	25 – 125	33300 – 980000	70000 –2000000
3	На кулачковых роликах	10,0	50	20 – 52	2300 – 31000	1600 – 18200

* выпускаются специальные исполнения шариковых кареток для работы со скоростью до 10 м/с.

Направляющие фирмы «Bosch Rexroth» могут дополнительно оснащаться защитой, скребками и уплотнениями при работе в неблагоприятных условиях.

*** Рисунки и технические характеристики направляющих публикуются с разрешения фирмы «Bosch Rexroth».*

**** Представленные в таблицах данные по нагрузкам и рабочим скоростям направляющих получены экспериментально.*

УДК 621.9

Е.Э. Фельдштейн, М.А. Корниевич

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В РАЗВИТИИ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ ОСНАСТКИ СТАНКОВ С ЧПУ

Зеленогурский университет
Зелена Гура, Польша
Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Неотъемлемой частью станка с ЧПУ является комплект вспомогательного инструмента, состоящий из резцедержателей, патронов, оправок и втулок различных конструкций, предназначенных для крепления режущего инструмента. Такой комплект вместе с прибором предварительной настройки должен обеспечивать быструю наладку и подналадку инструмента при работе в условиях ГПС.

В настоящее время разработаны системы инструментальной оснастки для станков с ЧПУ, представляющие собой наборы унифицированного вспомогательного и специального режущего инструмента (резцедержателей, оправок, втулок, зажимных патронов и т.п.). Это обеспечивает качественное крепление всего стандартного режущего инструмента, необходимое для полной реализации технологических возможностей станков с ЧПУ.

К системе инструментальной оснастки предъявляются следующие требования:

1) номенклатура вспомогательного и специального режущего инструмента, входящего в систему, должна быть сведена к минимуму;

2) элементы системы должны обеспечивать крепление режущего инструмента с требуемой точностью, жесткостью и виброустойчивостью (с учетом интенсивных режимов работы);

3) элементы, входящие в систему, должны обеспечивать в необходимых случаях регулирование положения режущих кромок инструмента относительно координат технологической системы;

4) элементы системы инструментальной оснастки должны быть удобными в обслуживании и технологичными в изготовлении.

В станках сверлильно-фрезерно-расточной группы наиболее широко используется соединение конических поверхностей с конусностью 7:24 ГОСТ25827-83 [1]. Такой конус не является самотормозящимся и позволяет легко извлечь оправку из шпинделя. Крутящий момент со шпинделя передается с помощью торцовых шпонок. В шпинделе оправка удерживается с помощью тяги и тарельчатых пружин или затягивается винтом. Движение тяге или винту передается от гидроцилиндра или электродвигателя.

В связи с совершенствованием технологии обработки деталей на станках с ЧПУ, в частности с развитием сверхскоростной обработки, выявился ряд недостатков данного типа соединений, а именно:

- значительная масса и сложность балансировки, а значит, высокая вероятность возникновения вибраций в ходе обработки;
- значительные центробежные силы способствуют „вспучиванию» оправки, приводящему, с одной стороны, к ее выдвижению из шпинделя и сокращению жесткости и надежности соединения (рис. 1), а с другой — заклиниванию в шпинделе при резком торможении последнего; для вытягивания такой оправки из шпинделя необходимы весьма значительные усилия, которые автооператор не может обеспечить;

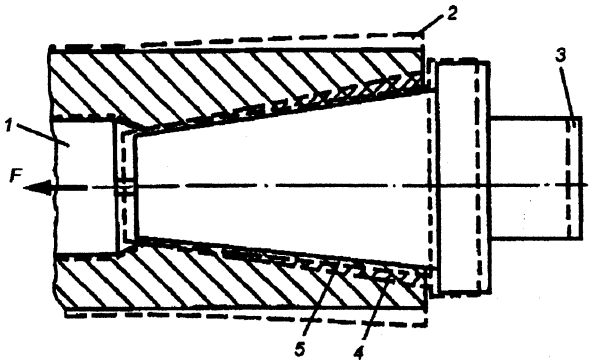


Рис. 1. Деформации в месте соединения оправка — шпиндель под действием центробежных сил [2]: 1 — тяга, действующая с силой F; 2 — увеличение диаметра шпинделя; 3 — выдвижение оправки из шпинделя; 4 — увеличение диаметра оправки; 5 — зазор между шпинделем и оправкой

• изменения в условиях контактирования шпинделя и оправки может вызвать заклинивание хвостовика режущего инструмента либо, наоборот, появление зазоров;

• центробежные силы могут вызвать подвижки в шпоночном соединении, что недопустимо при весьма высоких частотах вращения.

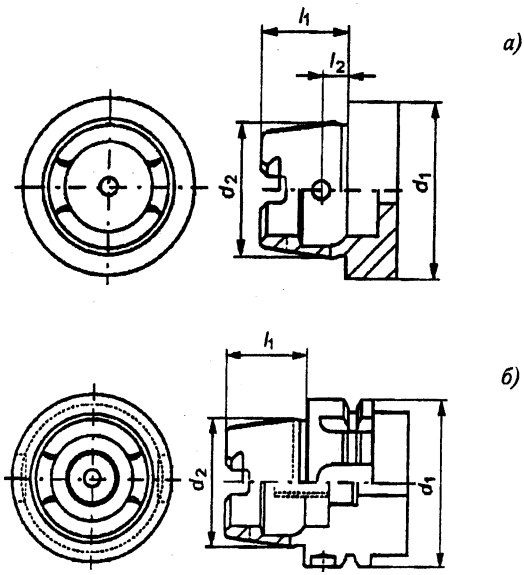


Рис. 2. Хвостовики HSK:
а — для ручного крепления; б — для автоматического крепления

В связи с этим было предложено и получает все более широкое распространение соединение типа HSK — *Hollow Shank Kegel* (рис. 2), разработанное в Аахенском техническом университете (Германия). Такое соединение имеет значительно меньшие диаметр и длину конуса (табл. 1), причем базирование осуществляется как по конической, так и по торцовой поверхностям. Последнее обстоятельство предотвращает слишком глубокое затягивание оправки в шпиндель. Конус внутри пустой, в результате хвостовик и шпиндель под действием центробежных сил работают в одинаковых условиях. В условиях высокоскоростной обработки оправки изготавливают из легких сплавов, что существенно снижает их массу.

В связи с возрастанием скоростей резания и усложнением конструкции режущих и вспомогательных инструментов важную роль играют возникаю-

щие при работе станка колебания. Они резко снижают стойкость режущих инструментов, отрицательно действуют на шпиндельные опоры станка, ухудшают качество обработанной поверхности. Поэтому борьба с вибрациями в условиях работы гибкого автоматизированного оборудования приобретает важное значение.

Таблица 1

Габаритные размеры соединения типа HSK

Наружный диаметр d_1, мм	32	40	50	63	80	100
Диаметр конуса d_2, мм	24	30	38	48	60	75
Длина конуса l_1, мм	16	20	25	32	40	50
Конусность хвостовика	1:10					

Имеется много пассивных и активных методов, позволяющих снизить статические деформации и/или повысить виброустойчивость консольных инструментальных оправок, особенно большой длины. Это возможно [3]:

- путем снижения уровня сил резания;
- использованием оправок с высокой демпфирующей способностью;
- периодическим изменением режимов резания, изменяя частоту вращения инструмента или обрабатываемой детали, шаг зубьев многолезвийных инструментов и т.д.;
- применением систем адаптивного управления.

Снижение уровня сил резания может быть обеспечено правильным выбором геометрии инструмента, химического состава СОЖ или тонкопленочных покрытий на режущих инструментах, подогревом зоны резания; введением в зону резания дополнительных ультразвуковых колебаний (два последних способа — при обработке деталей из труднообрабатываемых материалов).

Демпфирование колебаний может быть достигнуто различными способами:

- путем армирования матсриала оправок твердосплавными волокнами (анизотропия механических свойств);
- правильным выбором самого материала оправки (согласно имеющимся данным, изменения в стойкости инструмента в этом случае достигают 50%);
- комбинацией двух разнородных материалов, например карбида вольфрама и металлического вольфрама, имеющего высокую демпфирующую способность;

• использованием предварительно напряженных оправок. Такая оправка (рис. 3) состоит из трубчатого стержня *3* из алюминиевого сплава с центральным отверстием, замкнутым с двух сторон заглушками *1* с уплотнениями [3]. Отверстие заполняется легкоплавким сплавом *4*, например, висмута, который при отвердевании увеличивает объем, т.е. может расширяться. Между трубкой и сплавом имеется слой масла *2*. Расширение твердеющего сплава приводит к расширению трубчатого стержня, изменяя его жесткость. Так, при длине оправки 710 мм и диаметре 13 мм отмечено увеличение жесткости на 40 %. Оно может быть увеличено при использовании тонкостенных трубок, а также в случае приложения больших растягивающих усилий при изменении материала трубки;

• зажимом инструмента с помощью упругих элементов — резинометаллических цанг или прокладок, тонкостенных втулок и т.п. [3];

• введением в конструкцию оправки масляных [4], механических [5] и прочих демпферов.

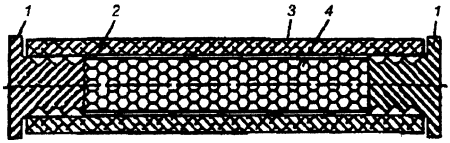


Рис. 3. Схема оправки, заполненной легкоплавким сплавом, расширяющимся в отвердении

В некоторых современных конструкциях инструментальных блоков используются устройства адаптивного управления [6]. Схема одного из таких устройств для обработки отверстий большого диаметра приведена на рис. 4. В оправке установлены два резца: черновой *1* и чистовой *2*. Последний закреплен в оправке с помощью упругого прижима *4*. Внутри оправки вмонтирован полупроводниковый лазер *5*. Его излучение через разделитель *6* и зеркало *7* попадает на детекторы *8*. Деформации оправки под действием сил резания фиксируются с помощью отклонения положения лазерного луча, а также с помощью сенсоров (датчиков касания) *10*. Изменение положения вершины чистового резца осуществляется под действием пьезоэлектрического устройства *11* и рычага *9*. Возникающие перекосы оси оправки регулируются с помощью двух шаговых двигателей и шарико-винтовых пар. Для направления оправки служат направляющие *12*.

В современных станках даже относительно крупные шпиндели, с диаметрами шеек подшипников 100...120 мм и конусом 50, работают с частотами 20000...30000 об/мин. Такие высокие частоты предъявляют очень

жесткие требования к инструментальной оснастке, в том числе по степени ее динамической балансировки, так как центробежные силы могут достигать очень высоких значений. Например, для инструмента, имеющего массу 10 кг и эксцентриситет только 1 мкм, дисбаланс достигает 10^7 кгм, и при частоте вращения 30000 об/мин центробежная сила равна 100 Н [3]. Такая сила может существенно воздействовать на динамическое состояние станка, особенно если частоты резания близки к частотам собственных колебаний. Степень балансировки может влиять на точность и качество обработанной на станке поверхности, стойкость инструмента и ресурс шпиндельных подшипников. В условиях сверхскоростного резания в ряде случаев наблюдалось разрушение режущих инструментов в результате дисбаланса.

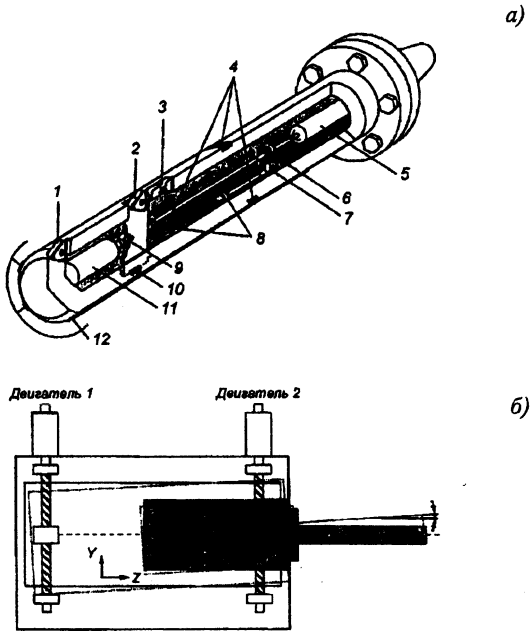


Рис. 4. Схема оправки с адаптивным управлением (а) и устройства для компенсации положения вершины резца (б) [6]

В системе инструментальный блок — шпиндель именно первый отвечает за появление дисбаланса, поскольку шпиндель точно сбалансирован на станкозаводе. Дисбаланс в инструментальном блоке возникает вследствие целого рада причин (рис. 5) [7]:

• переменного положения винта, закрепляющего инструмент во вспомогательной оправке;

• отклонениями от оси симметрии винтов, расположенных вдоль оси оправки;

• асимметрией вершин режущего инструмента относительно оси, например, в расточных резцах и головках, сверлах с МНП и т.п.;

• асимметрией оправки вследствие наличия торцовых и продольных шпонок, пазов для захватов манипулятора и т.п.;

• асимметрией хвостовиков режущих инструментов, например сверл с МНП и др.;

• погрешностями изготовления тяги или гнезда для закрепления оправки в шпинделе;

• погрешностями формы конуса оправки и ее расположения относительно гнезда шпинделя;

• погрешностями изготовления зажимных цанг;

• различиями в пространственном положении зажимных гаек;

• износом вершин режущих инструментов;

• погрешностями заточки режущих инструментов (осевое и радиальное биения, асимметрия и т.п.);

• произвольной заменой неперетачиваемых пластин (изменения в форме передней поверхности, радиусах вершин и пр.) в многолезвийных режущих инструментах;

• погрешностями сборки инструментальных блоков.

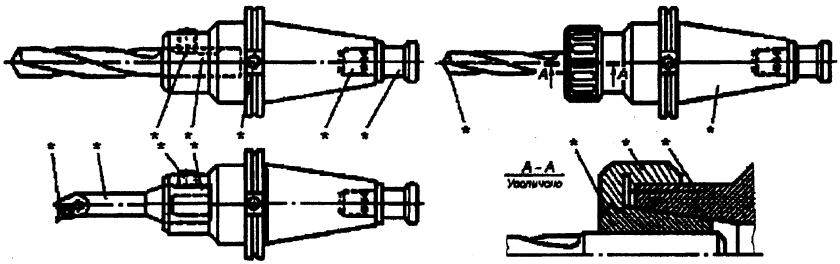


Рис. 5. Источники появления дисбаланса в инструментальном блоке (обозначены звездочкой)

Точность балансировки для станков, работающих в традиционном диапазоне скоростей, должна быть не ниже, чем класс G2.5 по стандарту IS0 1940/1-1986; для высокоскоростных станков — в пределах классов G1 —

G0.4 (номер в обозначении класса представляет допустимый дисбаланс в мм на 1 кг массы, вращающейся с частотой 10000 об/мин).

Уменьшение дисбаланса инструментального блока может быть достигнуто уменьшением неуравновешенных масс или балансировкой блока. Масса может быть уменьшена, например:

- путем уменьшения размеров оправок (вместо типовых конусов 7:24 конусы HSK);
- заменой материала оправок (использование вместо стали легких сплавов);
- повышением точности изготовления оправок (квалитет *IT*3 вместо обычно используемых *IT*4 и *IT*5).

Балансировка инструментального блока обычно производится перед его установкой на станок. Она может осуществляться, в частности [7]:

- введением в систему дополнительных масс (винты, перемещающиеся перпендикулярно к оси блока и расположенные друг относительно друга под определенным углом;
- удалением определенной массы материала оправки (сверление отверстий определенного диаметра на определенную глубину); используется крайне редко;
- взаимным вращательным перемещением двух эксцентричных колец определенной массы;
- взаимным перемещением двух грузов в канавке корпуса оправки (аналогично статической балансировке шлифовальных кругов).

Согласно данным фирмы „Kennametal Hertel» использование шпиндельных оправок с комплектом балансировочных колец обеспечивает устойчивую работу при частотах вращения до 40000 об/мин, тогда как для обычных оправок частоты не превышают 8000 об/мин.

Наиболее перспективна динамическая балансировка системы «двигатель — шпиндель — инструментальный блок». В последнем случае используют роторы, установленные на шпинделе, которые могут вращаться под действием постоянного магнитного поля [3]. Магнитное поле изменяется синхронно с возбуждающим сигналом (колебаниями) и вызывает циклические повороты роторов. Как следствие, уменьшается дисбаланс оправки.

Таким образом, совершенствование технологии обработки деталей на станках с ЧПУ и их конструкции приводит к принципиальным изменениям в конструкции инструментальной оснастки, направленным на повышение их жесткости и виброустойчивости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кузнецов Ю.И., Маслов А.Р., Байков А.Н. Оснастка для станков с ЧПУ. — М.: Машиностроение, 1990. — 512 с. 2. Schulz H.

Hochgeschwindigkeitsbearbeitung. High-Speed Machining. Mьnchen — Wien: Carl Hanser Verlag, 1996. — 286 s. 3. Rivin E.I. Tooling System: Interface between Cutting Edge and Machine Tool// Annals of CIRP. — 2000. — Vol. 49. — № 2. — P. 591 — 634. 4. Weck M., Hennes N., Krell M. Spindle and Toolsystems with High Damping// Annals of CIRP. — 1999. — Vol. 48. — № 1. — P. 297 — 302. 5. Huston M.F., Knobeloch G.W. Cutting Materials, Tools, Market Trends in USA//VDI Berichte. — 1998. — № 1399. — P. 21 — 53. 6. Koren Y., Pasek Z.J., Szuba P. Design of Precision, Agile Line Boring Station// Annals of CIRP. — 1999. — Vol. 48. — № 1. — P. 313 — 316. 7. Cichosz P., Petyniak A. Wywaïanie obrotowych narzkdzi skrawaj№cych// Mechanik. — 2003. — № 10. — S. 595 — 600.

УДК 621. 793

М.Л. Хейфец, А.А. Лысов, Н.Л. Грецкий

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ ПРИ СВЕРЛЕНИИ ТВЕРДЫХ НЕМЕТАЛЛИЧНСКИХ МАТЕРИАЛОВ

Полоцкий государственный университет,
Новополоцк, Беларусь

Повышение прочности железобетонных конструкций требует использования специального алмазного инструмента для их обработки, в частности для сверления монтажных и технологических отверстий, каналов, уступов и т.д.

Работающее кольцевое алмазное сверло можно представить как круг, вышлифовывающий отверстие своей торцовой поверхностью. Конструкцией сверла является тонкостенное алмазосодержащее кольцо, расположенное на торце трубы.

Вследствие высокой хрупкости алмазного слоя радиальное биение боковой поверхности кольца относительно наружной поверхности трубы должно быть не более 0,4 мм для сверл диаметром свыше 50мм, а торцовое биение алмазного слоя не должно превышать 0,5 мм. [1].

Опыт использования высокопроизводительных алмазных инструментов в производстве показал, что вследствие большого количества стыков при недостаточной виброустойчивости технологической системы в процессе сверления возникает интенсивная вибрация, значительно ухудшающая качество

обработанных отверстий и вызывающая дополнительные нагрузки на инструмент, его интенсивный износ и разрушение.

В процессе сверления шпиндель установки приводится во вращение от электродвигателя. Вместе с вращением шпинделю передаются нескомпенсированные колебания, биение инструмента, вибрация и другие возмущения. При совпадении собственной частоты шпинделя с закрепленным инструментом и частоты внешних возмущений в колебательном контуре технологической системы создаются условия для поддержания колебаний на резонансном уровне. Изучение закономерностей собственных колебаний шпинделя и инструмента, их форм и частот позволяет построить динамическую модель шпиндельного узла инструмента и выработать рекомендации по повышению виброустойчивости технологической системы [2].

Решение поставленной задачи рассмотрим на примере динамической модели шпиндельного узла с кольцевым сверлильным инструментом, расчетная схема которой (рис. 1) представляет собой консольную балку на двух радиальных опорах в точках A, B и осевой опоре в точке C. На консоли в точке O закреплен инструмент радиусом R. Длина консоли $l_1 = |OA|$. Длина пролета между опорами A и B $l_2 = |AB|$. Диаметр консольной части d_1, пролета d_2, плотность материала шпинделя ρ'. К инструменту приложены главная P_z отжимающая P_y составляющие силы резания. Колебательные движения шпиндельного узла описываются в обобщенных координатах δ_i перемещениями: δ — относительно точки O; δ_A — относительно точки А; δ_B — относительно точки B; δ_{oc} — относительно точки C; для сосредоточенных масс m_i: δ — инструмента, приведенного к точке O; $m_o = \pi\rho' d_1^2 l_1/8$ — части консоли, приведенной к точке O; $m_A = \pi\rho'\left(d_1^2 l_1 + d_2^2 l_2\right)/8$ — частей консоли и пролета, приведенных к точке А; $m_B = \pi\rho' d_2^2 l_2/8$ — части пролета, приведенной к точке B.

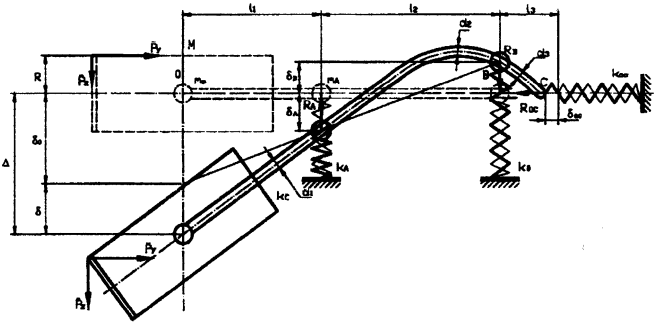


Рис. 1. Расчетная схема колебаний в динамической модели шпиндельного узла с инструментом при сверлении

Реакции упругодеформированных опор (см. рис.1) представим зависимостями для опоры в точке А: $R_A = P_z\left(1+l_1/l_2\right) - P_y R/l_2$; для опоры в точке B: $R_B = P_z l_1/l_2 - P_y R/l_2$; для осевой опоры в точке С: $R_{OC} = P_y$.

Математическое описание динамической модели шпиндельного узла высокопроизводительного инструмента представим системой дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода для обобщенных координат δ_i

$$\frac{d}{d\tau}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\delta}_i}\right) - \frac{\partial K}{\partial \delta_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial \delta_i} = 0,$$

где τ — текущее время; K — кинетическая, Π — потенциальная энергия системы.

Для консервативных механических систем уравнение Лагранжа преобразуется

$$\frac{d}{d\tau}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\delta}_i}\right) + \frac{\partial \Pi}{\partial \delta_i} = 0 .$$

Потенциальная и кинетическая энергии системы описывается матрицами жесткости и масс с постоянными коэффициентами для квадратичных форм обобщенных координат δ_i и скоростей $\dot{\delta}_i$.

Для определения закономерности, формы и частоты собственных свободных колебаний шпинделя с инструментом нужно найти собственные числа и собственные векторы матрицы $K^{-1}\Pi$. Собственные частоты радиальных колебаний шпинделя с инструментом определяем через собственные числа

$$\omega_i = \sqrt{\lambda_i} .$$

Формы собственных радиальных колебаний шпиндельного узла с инструментом определяются собственными векторами, которые находятся при подставке собственных чисел в матрицу $K^{-1}\Pi$.

В результате формы собственных радиальных колебаний шпинделя инструмента ($\Delta, \delta_A, \delta_B$) определяеются уравнениями:

$$\Delta = \delta + \delta_O = \delta + \delta_A(1 + m) + (-\delta_B)m,$$

$$\delta_A = \frac{(2C-\lambda)(B-\lambda) - \sigma C^2}{mC(B-\lambda) - mCA}\delta,$$

$$\delta_B = \frac{(2C-\lambda)A - \sigma C^2}{mC(B-\lambda) - mCA}\delta,$$

где $m = l_1/l_2$, $n = d_2/d_1$,

$$\sigma = 8Mm^2/\left(\pi\rho' d_2^2 l_2\right)n^2 + m^3/n^2 ,$$

$$C = [\left(P_z^2 l_1 - P_y^2 R\right)n^6/[8M/\left(\pi\rho' d_1^2 l_2\right)] + m]/l_2 ,$$

$$A = [P_z^2\left(2l_1 + l_2 + l_1^2/l_2\right) - 2P_y P_z\left(1 + l_1/l_2\right)R + P_y^2\left(R^2/l_2 + R\right)]/l_2 ,$$

$$B = [P_z^2 l_1^2/l_2 - 2P_y P_z R l_1/l_2 + P_y^2\left(R^2/l_2 + R\right)]/l_2 .$$

Таблица 1

Расчет параметров шпиндельных узлов с инструментом при сверлении (E = 2,1·10¹⁴Па, ρ'=7900кг/м³)

Размеры, коэффициенты, параметры, значения	Варианты типоразмеров инструмента и режимов сверления			
	I	II	III	IV
R, м	0,04	0,04	0,05	0,05
M, кг	1,5	1,5	2,0	2,0
P_z, Н P_y, Н	60 300	100 500	60 300	100 500
l_1, м l_2, м d_1, м d_2, м	0,20 0,080 0,020 0,015	0,20 0,080 0,020 0,015	0,30 0,010 0,025 0,020	0,30 0,010 0,025 0,020
m n σ	2,5 0,75 196,75	2,5 0,75 196,75	3 0,8 187,3	3 0,8 187,3
C, Н^2 A, Н^2 B, Н^2	–363 48600 45000	–1010 135000 125000	–673 53100 45900	–1870 147500 127500
ω_1 ω_2 ω_3	36 47 220	60 79 367	55 44 225	96 73 344

На основе экспериментальных данных динамической модели были проведены расчеты для разных типоразмеров инструментов, закрепленных в шпиндельных узлах и при различных режимах обработки отверстий.

В табл. 1 представлены исходные данные, описывающие размеры шпинделя l_1, l_2, d_1, d_2 и расчетные значения коэффициентов m, n, δ, параметров C, A, B описывающих распределение нагрузок и собственные частоты ω_1, ω_2, ω_3.

Экспериментальные данные по возбуждению колебаний шпиндельного узла при алмазном шлифовании [3] близки к расчетным соотношениям (табл. 1).

В табл. 2 представлены формы $(\Delta, \delta_A, \delta_B)$ собственных радиальных колебаний шпиндельного узла с инструментом при принятом смещении δ_A=1, соответствующие расчетным значениям частот собственных колебаний ω_1, ω_2, ω_3.

Для определения закономерностей колебаний шпинделя с инструментом необходимо иметь амплитуды колебаний, которые находятся при заданных начальных условиях для обобщенных координат $\delta(0)$, $\delta_A(0)$, $\delta_B(0)$ или скоростей $\dot{\delta}(0)$, $\dot{\delta}_A(0)$, $\dot{\delta}_B(0)$.

При наличии закономерности, описывающей колебания шпинделя, можно определить коэффициенты жесткости k_C, k_A, k_B консоли, 1-й и 2-й опор соответственно. Для этого в уравнения движения шпинделя с инструментом подставляются $\ddot{\delta} = -\omega^2\delta$, $\ddot{\delta}_A = -\omega^2\delta_A$, $\ddot{\delta}_B = -\omega^2\delta_B$

$$\begin{cases} k_C\delta + k_A\delta_A - k_B\delta_B - P_z - m_B\ddot{\delta}_B + m_A\delta_A + (m_O + M)\ddot{\delta} = 0; \\ P_yR + [k_C\delta + (m_O + M)\ddot{\delta} - P_z]l_1 - [m_B\ddot{\delta}_B + k_B\delta_B]l_2 = 0; \\ P_yR + [k_C\delta + (m_O + M)\ddot{\delta} - P_z](l_1 + l_2) + [m_A\ddot{\delta}_A + k_A\delta_A]l_2 = 0. \end{cases}$$

В табл. 2 представлены соотношения коэффициентов жесткости k_C, k_A, k_B, соответствующие собственным частотам колебаний шпинделя с инструментом. Для определения действительных значений коэффициентов жесткости необходимо вместо δ, δ_A, δ_B подставлять амплитуды колебаний.

Таким образом, моделирование собственных колебаний шпиндельного узла установки с закрепленным кольцевым алмазным сверлом позволяет разрабатывать виброустойчивые конструкции и рекомендации по режимам обработки железобетона.

Таблица 2

Формы колебаний и соотношения коэффициентов жесткости кольцевого сверла и опор для различных собственных частот колебаний шпиндельного узла по вариантам I–IV

ω= 36 Гц			ω= 47 Гц			ω=220 Гц		
I			I			I		
Δ	δ_A	δ_B	Δ	δ_A	δ_B	Δ	δ_A	δ_B
4,5	1	3,05	0,68	1	1,1	45,8	1	16,8
k_C	k_A	k_B	k_C	k_A	k_B	k_C	k_A	k_B
2220	120	97	1209	200	212	94000	3893	400
ω= 60 кГц			ω= 79 Гц			ω= 367 Гц		
II			II			II		
Δ	δ_A	δ_B	Δ	δ_A	δ_B	Δ	δ_A	δ_B
2,96	1	1,3	0,68	1	1,1	45	1	16,5
k_C	k_A	k_B	k_C	k_A	k_B	k_C	k_A	k_B
6118	328	529	2008	562	699	262000	10683	1150
ω= 44 Гц			ω= 55 Гц			ω= 225 Гц		
III			III			III		
Δ	δ_A	δ_B	Δ	δ_A	δ_B	Δ	δ_A	δ_B
0,53	1	1,1	34	1	23,3	61	1	18,7
k_C	k_A	k_B	k_C	k_A	k_B	k_C	k_A	k_B
2505	416	492	7980	756	61	139000	7436	955
ω= 73 Гц			ω= 92 Гц			ω= 344 Гц		
IV			IV			IV		
Δ	δ_A	δ_B	Δ	δ_A	δ_B	Δ	δ_A	δ_B
0,53	1	1,1	44	1	22	61	1	18,7
k_C	k_A	k_B	k_C	k_A	k_B	k_C	k_A	k_B
6551	1190	1487	22155	2065	154	387000	20147	2698

ЛИТЕРАТУРА

1. Абразивная и алмазная обработка материалов. Справочник. / Под ред. А.Н. Резников. — М.: Машиностроение, 1977. — 384 с. 2. Л.М. Кожуро, Ж.А. Мрочек, М.Л. Хейфец, и др. Обработка износостойких покрытий. — Мн.: Дизайн ПРО, 1997. — 208 с. 3. Скучас И.Ю., Аугустайтис В.В., Жвирблис А.В. Развитие методов автоматизированного проектирования функциональных частей ГПС. — Вильнюс: Мокслас, 1989. — 304 с.

УДК 681.122

Л.А. Чернобай, А.Н. Карташевич, В.В. Лисовский

УСТРОЙСТВО ИЗМЕРЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ГАЗОВЫХ СРЕД ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Белорусский государственный аграрный технический университет
Минск, Беларусь

В связи с широким внедрением упрочняющих технологий в машиностроении [1] весьма актуальным становится вопрос о создании современных систем измерения и регулирования расхода газовых сред, имеющих связь с ПЭВМ и устройство вывода па регистратор. Это связано с тем, что в настоящее время в качестве измерителя расхода используются поплавковые ротаметры, разработанные в середине прошлого столетия. Данные ротаметры имеют малую точность и большую флуктуацию измерительного поплавка, что не позволяет установить требуемый расход (погрешность установки может достигать 30%). Следует отметить, что выполнение таких упрочняющих технологий, как объемная закалка, предполагает нагревание в печах со специальной газовой смесью, нагревание происходит в течение длительного времени при различных температурах с определенным составом газовой смеси. Нарушение технологического процесса приводит к резкому снижению качества деталей.

В работе приводятся результаты разработки ультразвукового измерителя расхода, обладающего следующими преимуществами по сравнению с используемыми в настоящее время ротаметрами:

1. Диапазон измеряемых расходов (0,06–10)м^3/час.
2. Точность измерения расхода +1,5%.

3. Измеренный расход передается в управляющую ПЭВМ в стандарте RS-232.

4. Имеется токовый выход (4–20)mA для записи аналогового сигнала на регистрирующее устройство (самописец).

5. Имеется цифровой НЧ фильтр с устанавливаемым временем усреднения, для повышения точности измерения расхода при наличии флуктуирующего потока.

6. Измеритель расхода регистрирует суммарный расход с выдачей измеренного объема по COM порту компьютера.

7. Измеритель расхода может комплектоваться клапаном, регулирующим расход, сигналы управления клапаном поступают по тому же COM порту ПЭВМ, где передается информация об измеренном расходе и суммарном объеме.

8. Измеритель расхода имеет ЖКИ индикатор, на котором отображается усредненный измеренный расход в физических величинах: ($м^3$/час, $см^3$/сек, $дм^3$/сек и т.д.)

Измеритель расхода конструктивно выполнен в виде двух блоков — преобразователя расхода и электронного.

Блок первичного преобразователя расхода функционально представляет собой мерный участок, содержащий корпус с размещенным на нем входным и выходным штуцером, а так же измерительный трубопровод, установленный в корпусе на центрирующих втулках . На концах трубопровода установлены фокусирующие системы. В корпусе также установлены два акустических датчика с элементами акустической развязки. Корпус мерного участка закрыт по торцам выходными заглушками, сквозь которые пропущены провода, соединяющие первый и второй акустические датчики с электронным блоком (рис. 1).

Измеритель расхода работает в соответствии со следующим алгоритмом. Ко входному штуцеру подключен трубопровод, где рабочая среда поступает в мерный участок, после прохождения которого поступает в выходную рабочую полость и через выходной штуцер поступает на выход. Первый и второй акустические датчики работают в режиме приема и излучения попеременно. В первом периоде работы под управлением сигналов, поступающих с выхода блока синхронизации, по первому входу электронного блока подключается формирователь зондирующих сигналов к первому акустическому датчику (излучателю). При этом второй акустический датчик (приемник) подключен через аналоговый коммутатор 1 ко входу усилителя 2. Первый акустический датчик 9 излучает акустический импульс, который распространяется по измерительному трубопроводу и принимается вторым акустическим датчиком

10, где преобразуется в электронный сигнал и поступает через аналоговый усилитель 2 на вход формирователя цифрового сигнала 7. Одновременно с формированием зондирующего сигнала устанавливается в рабочий режим счетчик 6, на тактовый вход которого поступают высокочастотные импульсы с выхода генератора опорной частоты 6. При пересечении нулевого уровня первой полуволной принимаемого сигнала на входе формирователя цифрового сигнал 7 формируется фронт, по которому выходной код счетчика 6 заносится во входной регистр схемы вычисления обратной величины 8. Данный код определяется временем распространения акустического сигнала по потоку, равным

$$T1 = L/C+V, \qquad (1)$$

где L — расстояние между датчиками; C — скорость звука в рабочей среде; V — скорость движения рабочей среды.

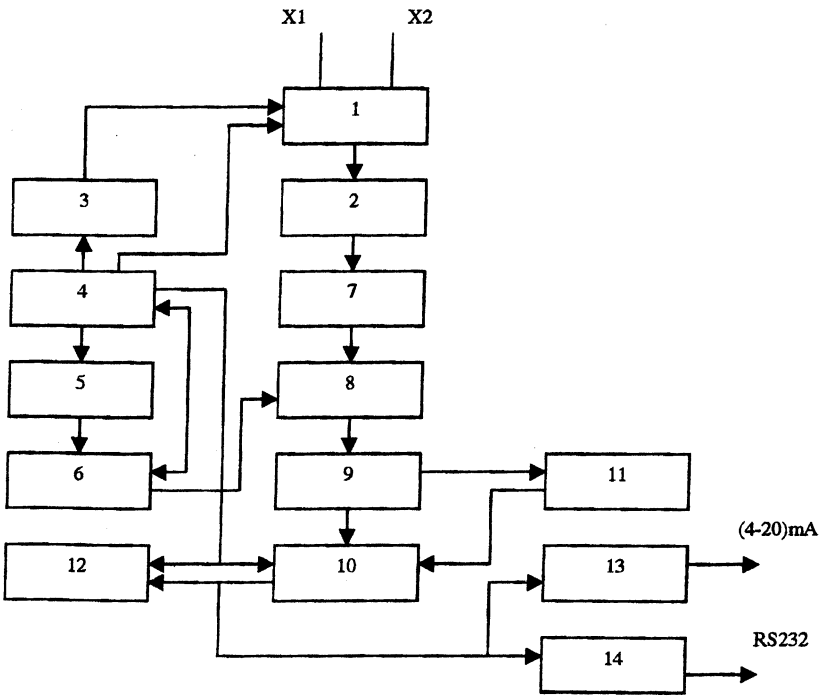


Рис. 1. Функциональная схема электронного блока измерителя расхода

С выхода схемы вычисления обратной величины код временного интервала заносится в схему вычитания кодов 9.

В следующем временном интервале первый акустический датчик работает в режиме приема, а второй — в режиме измерения. Акустический импульс распространяется по измерительному трубопроводу от второго датчика к первому. Время распространения против потока при этом определяется в соответствии с выражением

$$T\,2 = L/C\text{-}V. \qquad (2)$$

Определение T2 производится аналогично как и T1.

Скорость движения рабочей среды определяется в схеме вычитания по измеренным значениям T1, T2 в соответствии с выражением:

$$V = L/2(1/T2\text{-}1/T1). \qquad (3)$$

Мгновенный расход в устройстве с помощью умножителя кодов 10 определяется согласно выражению

$$Qi = Kj\ Ч\ V\ Ч\ S, \qquad (4)$$

где S — площадь сечения измерительного трубопровода; Kj — коэффициенты преобразования, определяются во время калибровки и заносится затем в память коэффициентов 11.

Суммарный расход определяется как сумма мгновенных расходов в суммирующе-регистрирующем блоке 12.

Коэффициент Kj зависит от установленного расхода и выбирается из памяти коэффициентов по адресу, код которого формируется тремя старшими разрядами с выхода схемы вычитания 9.

Блок 13 предназначен для преобразования кода мгновенного расхода Q, поступающего с выхода умножителя кодов 10 в аналоговый токовый сигнал (4–20) mA.

Блок 14 преобразует цифровые коды мгновенного Qi расхода и измеряемого объема V в стандартный формат сигнала RS-232 для передачи в COM порт ПЭВМ. Электронный блок реализован с использованием малопотребляющего микропроцессора MSP 430 F 1121.

Регулирующий клапан устанавливается на входной штуцер измерителя расхода.

Клапан состоит из корпуса, микродвигателя постоянного тока, неподвижной и подвижной шторки, блока управления.

Работа клапана происходит следующим образом. Для установления требуемого расхода на электронный блок клапана с COM порта поступают сиг-

налы DTR и RTS. Первый сигнал определяет продолжительность работы электродвигателя, а второй — направление вращения вала электродвигателя. При появлении высокого уровня сигнала DTR в зависимости от уровня сигнала с шины RTS один из проводов обмотки электродвигателя подключается к питающему напряжению, а второй провод обмотки — к общей шине. При этом вал двигателя начинает вращаться, причем направление вращения определяется порядком подключения проводов обмотки. В связи с тем, что вращение выполняется достаточно длительное время (порядка 2 сек.) программа обработки, занесенная в память ПЭВМ, контролирует измеренный мгновенный расход, поступающий по шине TXd в COM порт компьютера. При достижении требуемого расхода снимается высокий уровень с шины DTR и микродвигатель останавливается. При работе двигателя подвижная шторка, жестко закрепленная на валу микродвигателя, вращается относительно неподвижной шторки, изменяя тем самым пропускное отверстие клапана. Для уменьшения расхода по шине RTS устанавливается низкий уровень сигнала, при этом порядок подключения проводов обмотки меняется и при поступлении высокого уровня сигнала DTR выполняется вращение подвижной шторки в другую сторону. Соприкасающиеся поверхности шторок для уменьшения трения покрывают тефлоном. Использование данного измерителя расхода в составе комплекса получения эндотермического газа совместно с масс-спектрометром «Литотерм» показало его высокую эффективность. В связи с тем, что устанавливаемые расходы газовых сред во время всего технологического цикла хранятся в памяти компьютера, удалось достичь высокой повторяемости процесса.

Данный измеритель использовался так же для измерения и управления расходом инертного газа при проведении сварочных работ. Данное устройство можно рекомендовать для широкого применения в тех технологических процессах машиностроения, где требуется измерять и регулировать расход газовых смесей с возможностью автоматического контроля и регулирования на базе микропроцессора или компьютера.

ЛИТЕРАТУРА

1. Баркун А.А., Дьяченко В.И., Ивашко В.С. Исследование технологических методов повышения долговечности деталей энергонасыщенных тракторов «Беларус» // Машиностроение. — Мн., 2003. — Вып. 19. — С. 3–6. 2. Карташевич А.Н. и др. Устройство измерения расхода. Патент РБ №1039 от 02.04.2003 г. 3. Чернобай Л.А.,Лисовский В.В.,Козик В.В. Масс-спектрометрический аналитический комплекс «Литотерм 1000» для контроля и регулирования эндогенерато-

ров термического цеха ПО МТЗ // Тракторы и автомобили: современное состояние и перспективы — Мн., 2003.

УДК 621.865.8

В.А. Ярмолович, А.П. Драпезо

УСТРОЙСТВА ИЗМЕРЕНИЯ И КОНТРОЛЯ НА ЭФФЕКТЕ ХОЛЛА

Белорусский государственный университет
Институт физики твердого тела и полупроводников НАНБ
Минск, Беларусь

В настоящее время с использованием эффекта Холла изготавливается большое число технических устройств, характерной особенностью которых является отсутствие механического контакта между контролируемым объектом и органом преобразования. Последнее способствует значительному повышению надежности и, одновременно, обеспечивает возможность функционирования устройств в жестких условиях эксплуатации.

Физический принцип построения устройств измерения и контроля на эффекте Холла — бесконтактное преобразование индукции магнитного поля в унифицированный выходной сигнал, его дальнейшее преобразование и обработка. Технологические решения включают следующее: групповое изготовление миниатюрных элементов Холла стандартными методами микроэлектроники, взаимозаменяемые группы источников магнитных полей (миниатюрные магнитные системы с использованием постоянных магнитов $SmCo_5$ и др.), малогабаритные корпуса, унифицированные платы обработки сигнала.

Магниточувствительные элементы Холла изготавливались из разработанных нами гетероэпитаксиальных структур антимонида индия на полуизолирующем арсениде галлия с высокой подвижностью носителей заряда n — типа и имели следующие основные технические параметры:

- температурный коэффициент эдс Холла — не более 0,02 % / К;
- температурный коэффициент электросопротивления — не боле 0,03 % / К;
- коэффициент нелинейности по магнитной индукции — не более 0,3 %;
- входное (выходное) сопротивление датчиков Холла — не более 8 Ом;
- магнитная чувствительность — не мене 300 мВ/мТл;
- напряжение неэквипотенциальности — не более 50 мкВ ток питания датчиков Холла составлял 30 мА;

• габариты датчиков Холла не превышают 0.3x1.2x70 мм;

• габариты кристаллов составляют 0.5x0.5x0.15 мм концентрация носителей заряда (электронов) — $1,4x10^{17}$ $см^{-3}$;

• подвижность носителей заряда — 2,0 $м^2 В^{-1}с^{-1}$.

Единство принципов преобразования воздействующих величин и использование разработанного прецизионного датчика угла поворота серии ДУПХ позволило реализовать для машиностроительного комплекса следующие устройства измерения и контроля: устройство измерения уровня дизельного топлива УТ-90 и инклинометр для машин ПО «БелАЗ»; устройства контроля перемещения педалей «газ» для троллейбусов РУП «Белкоммунмаш». В основе функционирования этих устройств лежит использование датчиков угла поворота на эффекте Холла серии ДУПХ (табл. 1):

Таблица 1

Технические характеристики датчиков серии ДУПХ

1.	Габариты — не более, мм	Ø45X60 (Ø 45X90)
2.	Напряжение питания, В	$+12^{+5}$ ($4,8^{+1,5}$)
3.	Диапазон угла поворота, град.	-15 °...0...+15° (0 °...360 °)
4.	Разрешающая способность, угл. минута	5'
5.	Рабочий температурный диапазон, °С	минус 60...+120
6.	Выходной сигнал, В	2...6
7.	Ток питания, мА	20...40
8.	Основная погрешность не более	0,5 %
9.	Дополнительная погрешность в диапазоне температур от минус 40°С до +80°С, не более от минус 60°С до +120°С, не более	 0,25 % 1,8 %
10.	Изменение выходного сигнала от угла поворота, функция вида	$Y_1=k_1 \sin x$ $Y_2=k_2 \cos x$

Датчик угла поворота полнооборотный или секторный предназначен для преобразования угла поворота вала в аналоговый электрический сигнал.

Он выполнен в виде цилиндрического корпуса с фланцем для точной фиксации и вращающимся валом, со шлицевым самоцентрирующимся креплением. Преобразование угла поворота вала в электрический сигнал производится

бесконтактным способом за счет изменения индукции магнитного поля в области расположения чувствительного элемента при повороте вала. Сигнал с преобразователя подается на усилитель, выполненный в виде интегральной схемы. ДУПХ рассчитан для работы в условиях повышенных температурных воздействий, агрессивных сред (соляной туман, кислотные и щелочные воздействия и др.), спецвоздействий. Он имеет пожаро-взрывопасное исполнение и большую износостойкость с количеством рабочих циклов более 10^6.

По характеристикам точности и надежности датчик предназначен для работы в составе сложных микропроцессорных систем. Он может применяться для систем военной и космической техники, в авиационных и автотракторных системах управления и контроля, станкостроении и др.

В отличие от существующих аналогов (потенциометрических, индукционных), датчик имеет меньшие габариты, на порядок более высокую надежность, простоту конструкции, современную элементную базу. Техпроцесс сборки основных элементов датчика автоматизирован.

В ДУПХ применяются различные варианты исполнения: в магнитных системах создающих квазиоднородное магнитное поле, вращающееся относительно двух взаимноперпендикулярных преобразователей Холла, так и в сложных магнитных системах со специфическим расположением преобразователей Холла [1,2].

Устройство измерения уровня дизельного топлива УТ-90, разработанное на основе датчика ДУПХ имеет следующие основные технические характеристики: температурный диапазон 230К — 350К; дискретность — 2 000 дискретов, класс точности — 0,2 %; напряжение питания — однополярное 18–32 В. Устройство сопряжено с микропроцессором? обеспечивает запись и длительное хранение информации.

Инклинометр, устройство маятникового типа с демпфером для определения углов наклона (отклонения относительно вертикали), разработанное на основе датчика ДУПХ имеет следующие основные технические характеристики: температурный диапазон 230К–350К; диапазон измеряемых во время движения или стоянки автотранспортного средства углов — минус 15 ° плюс 15°; класс точности — 0,5%; напряжение питания — однополярное 18–32 В; сопряжено с микропроцессором.

Устройство контроля перемещения педали «газ» для троллейбусов, разработанное на основе датчика ДУПХ, обеспечивает управление скоростью движения транспортного средства. Эксплуатация устройств, функционирующих на эффекте Холла, установленных, например, на троллейбусах серии 201 и карьерных самосвалах ПО «БелАЗ» показала высокую надежность такого рода устройств.

Работа выполнена в рамках проекта Т03-024 при поддержке БРФФИ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Анищик В.М., Ярмолович В.А. Устройство определения угла поворота на эффекте Холла. — Патент РБ №3713, кл.G01B 7/30, от 15.08.2000 г. 2. Анищик В.М., Ярмолович В.А. Устройство определения углового положения вращающегося объекта. — Патент РБ №3712, кл. G01B 7/30 от 15.08. 2000 г.

УДК 531.8(075.8):621.01(076.5)

Э.И. Астахов, В.В. Кудин, М.Н. Луцко

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДИНАМИЧЕСКОГО ВИБРОГАСИТЕЛЯ НА УСТАНОВКЕ ТММ-46

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Для устранения или уменьшения вибраций технических объектов применяются различные методы и средства виброзащиты.Одним из методов виброзащиты является динамическое виброгашение, которое заключается в том, что к защищаемому объекту упруго подсоединяется добавочная масса — виброгаситель, параметры которого вызывают антифазные колебания и позволяют снизить (или устранить) вынужденные колебания защищаемого объекта. Теоретической основой динамического виброгашения является теория колебаний двухмассовых систем с двумя степенями свободы.

Лабораторная установка ТММ-46, описанная в [1] , предназначена для экспериментального определения приведенного момента инерции механизма. Существующая установка ТММ121Л1 для исследования динамического виброгашения [2] уже не выпускается. Задачей работы является использование имеющейся установки ТММ-46 для исследования динамического виброгашения.

Для уменьшения (или устранения) амплитуды A_1 вынужденных колебаний к защищаемому объекту m_1 присоединяют добавочную массу m_2 виброгасителя (рис.1) с жесткостью C_2 упругой связи. В этом случае имеем двухмассовую систему с двумя степенями свободы, одна из масс m_1 которой нагружена гармонической силой $F_1 = F_0 cospt$. Дифференциальные уравнения, описывающие установившиеся вынужденные колебания двухмассовой системы:

$$\begin{cases} m_1\ddot{y}_1 + c_1 \quad y_1 - c_2 \quad (y_2 - y_1) = F_0 \quad \cos \quad pt \\ m_2\ddot{y}_2 + c_2 \quad (y_2 - y_1) = 0 \end{cases} \tag{1}$$

Решение этой системы уравнений имеет вид:

$$\begin{aligned} y_1 &= y_1^* + \quad y_1^{**} \approx y_1^{**} = A_1^* \quad \cos \quad pt, \\ y_2 &= y_1^* + \quad y_2^{**} \approx y_2^{**} = A_2^* \quad \cos \quad pt, \end{aligned} \tag{2}$$

где A_1^*, A_2^* — амплитуды вынужденных колебаний масс m_1 и m_2

$$A_1^* = \frac{F_0\left(c_2 - m_2 p^2\right)}{m_1 m_2\left(p^2 - k_{1*}^2\right)\left(\omega^2 - k_{2*}^2\right)} = A_0 \frac{1 - \dfrac{p_2^2}{k^2}}{\left(1 - \dfrac{p^2}{k_{1*}^2}\right)\left(1 - \dfrac{p^2}{k_{2*}^2}\right)}, \qquad (3)$$

$$A_2^* = \frac{F_0\left(-c_2\right)}{m_1 m_2\left(p^2 - k_{1*}^2\right)\left(p^2 - k_{2*}^2\right)} = A_0 \frac{1}{\left(1 - \dfrac{p^2}{k_{1*}^2}\right)\left(1 - \dfrac{p^2}{k_{2*}^2}\right)}, \qquad (4)$$

где K_{1*}, K_{2*} — частоты свободных парциальных колебаний 2-х массовой системы, определяемых из биквадратного частотного уравнения.

$$K_{1,2*} = \sqrt{\frac{c_1 m_2 + c_2\left(m_1 + m_2\right)}{2 m_1 m_2} \pm \sqrt{\left(\frac{c_1 m_2 + c_2\left(m_1 + m_2\right)}{2 m_1 m_2}\right)^2 - \frac{c_1 - c_2}{m_1 m_2}}}. \qquad (5)$$

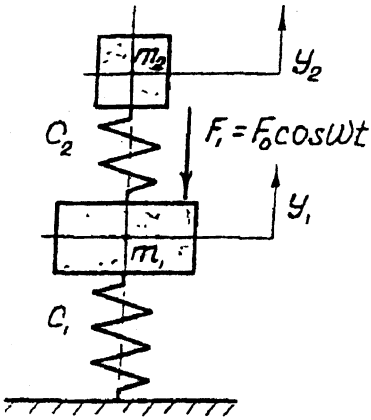


Рис. 1.

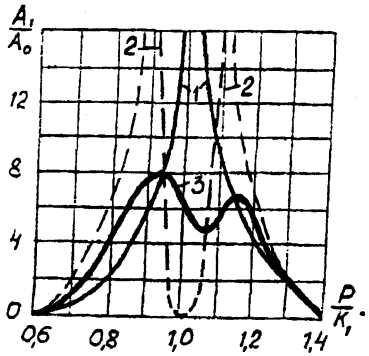


Рис. 2.

Из формулы (3) для A_1^* следует, что для устранения вынужденных колебаний защищаемой массы m_1 необходимо выражение в числителе (3) сделать равным нулю, т.е.

$$c_2 - m_2 p^2 = 0 \qquad (6)$$

Для этого нужно сделать массу m_2 виброгасителя и жесткость C_2 его пружины такими, чтобы выполнялось следующее равенство:

$$p^2 = \frac{c_2}{m_2} = k_2^2 \qquad (7)$$

т.е. чтобы частота K_2 свободных колебаний виброгасителя совпадала с частотой P возбуждающей силы.

Из формул (3) и (4) также видна зависимость амплитуд колебаний A_1^* и A_2^* от частоты P возбуждающей силы. На рис. 2 (кривая 2) показана зависимость отношения амплитуд A_1^*/A_0 от относительной частоты P / K_1 (при $K_2 = K_1$, и $m_2 = m_1/20$). Кривая 2 показывает, что благодаря установке виброгасителя устраняются (теоретически) вынужденные колебания массы m_1 на расчетной частоте $P = K_1$ (рис.2, кривая 1), однако, возникают резонансные колебания на частотах $P_1 = K_{1*}$ и $P_2 = K_{2*}$, определяемые для двухмассовой системы m_1 и m_2. Таким образом, динамический гаситель колебаний эффективен для устранения вибраций на одной частоте, когда защищаемый технический объект имеет строго постоянную частоту работы. Уменьшить резонансные колебания на парциальных частотах K_{1*} и K_{2*} можно, если в систему ввести демпфирование. Тогда (кривая 3) на рабочей частоте $P = K_1$ колебания массы m_1 с виброгасителем уменьшаются (но не устраняются полностью), а на парциальных частотах K_{1*} и K_{2*} они ограничены влиянием демпфирования, т.е. внутреннего трения.

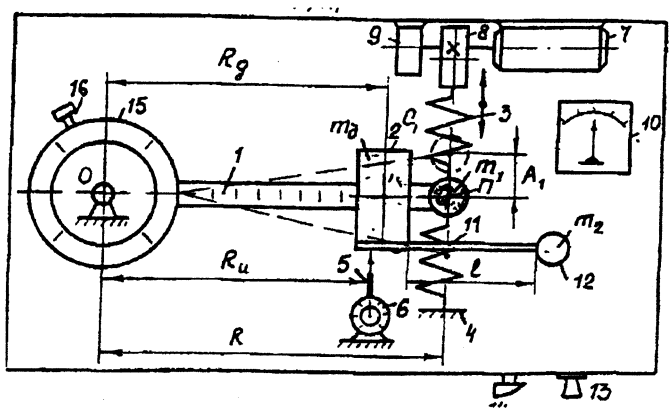


Рис. 3.

Установка ТММ — 46А (рис. 3) предназначена для исследования влияния вибровозбудителя на колебания упругих систем и состоит из двух узлов:

упругой системы и вибровозбудителя. Узел упругой системы состоит из рычага **1** левый конец которого в точке **О** имеет шарнирную опору, а правым концом в точке **П** пружинами **3** соединен с корпусом **4**. Амплитуда колебаний правого конца рычага изменяются по шкале **6** индикатором **5**. Для изменения инертности рычага **1** снабжен добавочным грузом **2**, переменный радиус R_g которого фиксируется по шкале.

Узел вибровозбудителя состоит из электродвигателя **7**, эксцентрикового привода **8** тахогенератора **9**, причем привод 8 соединен с верхней пружиной **3** рычага. При вращении ротора двигателя вынужденные колебания верхней пружины **3** передаются на рычаг **1**. Изменяя частоту вращения двигателя, можно менять частоту вынужденных колебаний. Для определения частоты вращения двигателя имеется измерительная цепь, состоящая из тахогенератора **9** и микроамперметра **10**. Измерив по шкале амперметра **10** силу тока на определенной частоте, можно по тарировочной таблице рассчитать соответствующую частоту N_i вращения двигателя. По частоте вращения двигателя N_i определяется частотой f_i и угловая частота P_i вынужденных колебаний:

$$f = \frac{N}{60}, \quad P = 2\pi f \quad . \tag{8}$$

Приведя инерционность рычага **1** и добавочного груза **2** к точке **П** крепления пружин, можно рассчитать условную приведенную массу m_1 в этой точке:

$$m_1 = \frac{1}{R^2} \ (J_{01} + m_g \cdot R_g^2), \tag{9}$$

где J_{01} — осевой момент инерции рычага **1** относительно центра **О**; m_g — масса добавочного груза **2**; R_g — радиус установки добавочного груза на рычаге; R — расстояние от центра **О** до точки **П**.

С учетом приведенной массы в точке **П** крепления пружин упругая система рычага **1** сводится к одномассовой модели на рис.1, а при малых углах качания рычага **1** и ее вынужденные колебания описываются уравнениями **(1)** и **(2)**. Изменяя вибровозбудителем **7, 8** частоту вынужденных колебаний массы m_1 по шкале **6** замеряются соответствующие амплитуды A_U, рассчитываются амплитуды A_1 и строится экспериментальная амплитудно-частотная характеристика вынужденных колебаний $A_1(f)$, или $A_1(P)$ подобно кривой **1** на рис.2.

$$A_1 = A_U \cdot \frac{R}{R_U},$$

где R_U — радиус контактной точки индикатора **5**.

Для уменьшения вынужденных колебаний исследуемой массы в установке предусмотрена возможность закрепления вибровозбудителя **11, 12** (рис. 3) к добавочному грузу **2**. В данном случае виброгаситель состоит из массы m_2 закрепленной на пластинчатой пружине жесткостью C_0. Как известно, жесткость пластинчатой пружины длиной l и сечением bxh (аналогично жесткости консольной балки) определяется так:

$$C_0 = \frac{3EJ_Z}{l^3} = E\ \frac{bh^3}{4l^3}, \quad (H/м) \tag{10}$$

где E — модуль упругости материала пружины (для стали E = 210 Н/м²); J_Z — осевой момент инерции площади сечения пружины:

$$J_Z = \frac{bh^3}{12}.$$

Как видно из выражения **(10)** при выбранных размерах сечения bxh жесткость пластинчатой пружины определяется длиной l. Для получения нужной жесткости C_0 из формулы **(10)** рассчитывается необходимая длина l пружины:

$$l = \sqrt{\frac{bh^3E}{4C_0}} \tag{11}$$

Закрепив к добавочному грузу **2** (рис. 3) виброгаситель с расчетной длиной l пластинчатой пружины, получим упругую двухмассовую систему на (рис.1), описываемую системой дифференциальных уравнений **(1)**. По приведенной жесткости C_2 в точке П определяется жесткость C_0 пластинчатой пружины:

$$C_0 = C_2\frac{R^2}{R_g^2} \tag{12}$$

При закрепленном виброгасителе проводится вторая серия измерений амплитуды A_1^*, вынужденных колебаний массы m_1 при различной частоте f вибровозбудителя и по кривой $A_1^*(f)$ амплитудно-частотной характеристики делается вывод об эффективности виброгасителя на различных частотах.

Таким образом на существующей лабораторной установке ТММ-46 после небольших изменений можно проводить исследования эффективности инерционного виброгасителя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Юденич В.В., Бушуев А.В., Бабий В.И. Технические средства обучения и типовое учебно-лабораторное оборудование для высших и

средних специальных учебных заведений. Учебно-метод. пособие. — М.:Высшая школа, 1974. — 264с. 2. Горов Э.А., Гайдай С.А., Лушников С.В. Типовой лабораторный практикум по теории механизмов и машин: Учеб.пособие для студентов втузов. — М.: Машиностроение,1990. — 160с. 3. Пановко Я.П. Основы прикладной теории колебаний и удара. — Л.:Машиностроение,1976. — 320с.

УДК 621.185.532

А.В. Блохин

К РАСЧЕТУ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ БАЛОЧНЫХ ОБРАЗЦОВ ПРИ УСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЯХ ЛИТЕЙНЫХ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ

Белорусский государственный технологический университет
Минск, Беларусь

Известно, что многие детали современных машин и конструкций работают при циклических нагрузках широкого амплитудно-частотного диапазона, Широко распространенной причиной выхода их из строя является усталостное разрушение. Разработка научных основ развития процесса усталостного разрушения необходима как для уточнения прочностных расчетов, так и для ускорения разработки новых конструкционных материалов. Данная проблема особенно актуальна в связи с тем, что в промышленности все шире используются металлические материалы, в частности алюминиевые сплавы, изготовленные из вторичного сырья.

Поскольку усталостные испытания отличаются повышенной длительностью и трудоемкостью, то для снижения трудозатрат и существенного сокращения времени проведения испытаний, особенно при больших базах, весьма перспективным является использование резонансных высокочастотных магнитострикционных установок, позволяющих за приемлемый промежуток времени обеспечить наработку испытуемым образцом заданного числа циклов [1]. Однако на достоверность результатов усталостных испытаний литейных алюминиевых сплавов на высоких частотах существенное влияние могут оказывать различные дефекты свойственные большинству литых материалов (газовые пузыри, усадочные раковины и др.). Это вызывает изменение динамического модуля упругости и плотности материала образца, что может привести к изменению резонансной частоты колебаний.

При высокочастотном нагружении консольно закрепленного образца использование резонансного режима работы установок способствует достижению повреждающих циклических напряжений в материале при минимальных энергетических затратах [2]. Полагая, что колебания образца в данном случае весьма близки к упругим, соотношение между амплитудами напряжений и деформаций записывается в соответствии с законом Гука при значении модуля упругости, определяемом динамическим способом.

Колеблющийся образец представляет собой однородную консольно закрепленную балку (расчетная схема приведена на рис.1), расчет которой можно проводить по технической теории стержней, причем дифференциальное уравнение движения упругой балки рассматривается без учета деформаций сдвига, вызванных действием поперечных сил и инерции вращения, что приводит к существенному его упрощению:

$$\frac{d^4W}{dx^4} - k^4W = 0,$$

где $k^4 = \frac{\omega^2\rho F}{EJ}$ — волновой коэффициент; W — прогиб; $\omega = 2\pi f$ — круговая частота колебаний; ρ — плотность материала; E — модуль Юнга; J — момент инерции поперечного сечения относительно нейтральной оси; F — площадь поперечного сечения стержня.

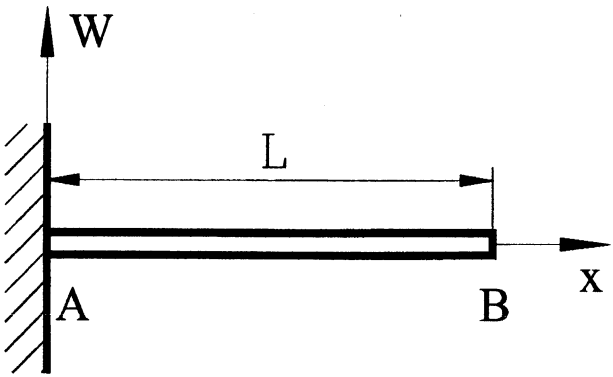


Рис.1.

Для консольной балки функция прогибов описывается зависимостью

$$(x) = W_0[S(kx) + \beta T(kx)],$$

где W_0 — амплитуда колебаний свободного конца образца; β — коэффициент, зависящий от формы колебаний (-0.7341 — для первой, -1.0185 — для второй); S(x), T(x), U(x), V(x) — функции Крылова.

Напряжения в балке определяются по выражению:

$$\sigma(x) = W_0 \cdot \frac{6\rho}{h} \cdot \left(\frac{2\pi f}{k}\right)^2 (U(kx) + \beta V(kx)),$$

с помощью которого можно установить, что максимальная их величина достигает в заделке, т.е. там, где действуют такие трудно поддающиеся учету факторы, как эффекты от зажима, контактная коррозия и т.д. Поэтому для смещения места усталостного разрушения от заделки используются образцы с увеличенной площадью в месте крепления. Образцы, колеблющиеся по второй форме, имеют второй максимум напряжений, расположенный ближе к середине рабочей части, где при выбранных нами размерах образца и происходит усталостное разрушение.

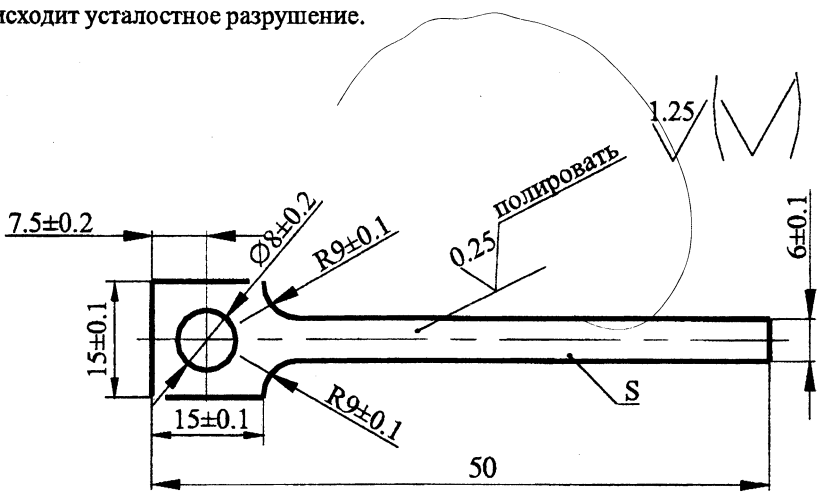


Рис. 2.

В качестве материалов для исследований были использованы литые алюминиевые сплавы, различные партии которых отличались химическим составом. Образцы представляли собой консольные балочки толщиной h=2 мм (рис.2), вырезанные вдоль слитка, нагружаемые циклическим изгибом с помощью высокочастотного магнитострикционного испытательного стенда с резонансной частотой 8.8 кГц, работающего в автоколебательном режиме с

автоматическим поддержанием амплитуды колебаний. Между преобразователями и образцами были установлены концентраторы с коэффициентами усиления, позволявшие достичь необходимого уровня напряжений в материале образца. Все партии образцов подвергались термической обработке Т5 (закалка с 575°С в воду, искуственное старение с 175°С в течении 8 часов, охлаждение на воздухе).

Сравнение амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) образцов с различным химическим составом и АЧХ модельного материала, в качестве которого был выбран сплав Д16 (рис.3), показало, что наблюдается смещение максимумов АЧХ при сохранении формы кривых.

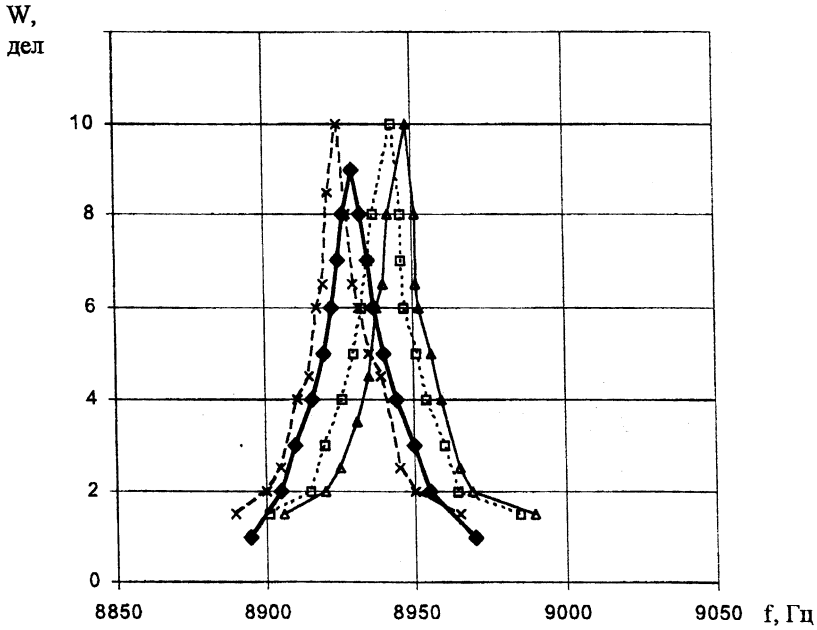


Рис. 3. 1 — АЧХ модельного материала;
2,3,4 — АЧХ литых алюминиевых сплавов

Сохранение места расположения усталостных трещин и узла колебаний у литых образцов с различным химическим составом, а так же результаты приведенные в [3], позволяют говорить о неизменности характера напряженно-деформированного состояния образцов изготовленных из литых алюминиевых сплавов.

Таким образом, показано, что высокочастотные механические колебания могут быть успешно использованы для исследования усталостных характеристик литых алюминиевых сплавов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Царук Ф.Ф., Довгялло И.Г., Долбин Н.А., Горновский Д.А. Высокочастотные колебания как метод ускорения усталостных испытаний элементов конструкций. Научн.-техн. конф. «Повышение технического уровня и надежности машин». (Минск, 28–29 октября 1993 г): Тез. докл. — Мн.: ИНДМАШ, 1993. — С. 47–48. 2. Немцов В.Б., Долбин Н.А., Царук Ф.Ф., Довгялло И.Г., Кондеев Ю.Н. К расчету напряженного состояния пластин, колеблющихся на низких ультразвуковых и звуковых частотах // Теоретическая и прикладная механика. — Вып. 16. — Мн., «Вышэйшая школа», 1989. — С. 113–117. 3. Блохин А.В. Особенности усталостных испытаний литейных алюминиевых сплавав. VIII Республиканская научн.-техн. конф. студентов и аспирантов. (Минск, 9–10 декабря 2003 г.): Тез. докл. Часть 1. — Мн.: 2003. — С. 154.

УДК 629.4.015

И.А. Ворожун

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ В КРЕПЛЕНИЯХ ТРУБ НА ПЛАТФОРМЕ ПРИ СОУДАРЕНИЯХ ВАГОНОВ

Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь

Размещение пяти труб диаметром 1420 мм на железнодорожной платформе позволяет повысить коэффициент использования грузоподъемности платформы и снизить затраты на транспортировку труб. Поэтому вполне актуально создание устройств, для размещения и крепления указанных труб на железнодорожной платформе.

Цель работы — оценка динамических сил в элементах крепления труб на железнодорожной платформе в процессе соударения вагонов.

В расчетной схеме [1] пять труб диаметром 1420 мм размещены на железнодорожной платформе в три яруса, а реквизиты крепления содержат стальные канаты с натяжными устройствами. В ходе исследований установлено, что в процессе соударения вагонов все трубы перемещаются как единый пакет.

В принятой схеме (рис. 1) нижний ярус труб уложен на опоры, закрепленные на раме платформы. Между нижним и средним ярусами труб установлены промежуточные опоры, которые посредством канатов прикреплены к раме платформы. Труба верхнего яруса размещена в седловине между трубами среднего яруса и посредством канатов поперечной обвязки прикреплена к раме платформы. От продольного смещения (в направлении движения платформы) трубы двух верхних ярусов удерживаются канатами, закрепленными на торцах труб, а трубы нижнего яруса удерживаются канатами, закрепленными на торцах рамы платформы.

В рассматриваемой математической модели процесса соударения платформы, загруженной тремя ярусами труб, с группой из трех неподвижных полногрузых вагонов все тела считаются абсолютно твердыми, а элементы продольных и поперечных обвязок, а также междувагонных связей обладают упругими свойствами и имеют линейные характеристики. Равнодействующие силы сухого трения между трубами и труб по опорам считаем условно приложенными в продольном диаметральном сечении труб. Движение механической системы рассматривается в продольной вертикальной плоскости на прямом горизонтальном участке пути от положения, которое она занимала в момент накатывания на группу из трех неподвижных вагонов. Продольные линейные перемещения поперечной обвязки, верхней трубы, двух труб среднего яруса, промежуточных опор, двух труб нижнего яруса, платформы и трех вагонов обозначим через x_1, x_2, x_3, x_4, x_6, x_7, x_8, x_9 соответственно. Таким образом, рассматриваемая система будет иметь девять независимых координат.

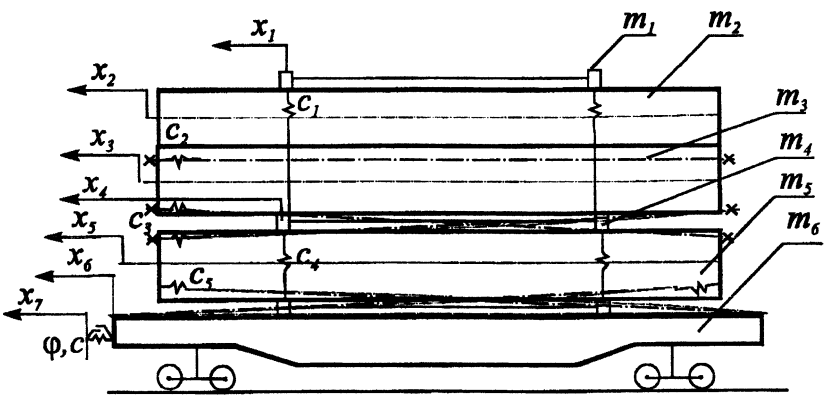


Рис. 1. Расчетная схема платформы с трубами

С учетом принятых допущений и использованием принципа Даламбера [2] составлены дифференциальные уравнения движения масс механической системы:

$$\left.\begin{aligned}
&m_1\ddot{x}_1 + T_1 \sin\alpha_1 - F_1 \operatorname{sgn}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0;\\
&m_2\ddot{x}_2 + T_2 + F_1 \operatorname{sgn}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + F_2 \operatorname{sgn}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) = 0;\\
&m_3\ddot{x}_3 - T_2 + T_3 - F_2 \operatorname{sgn}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + F_3 \operatorname{sgn}(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) = 0;\\
&m_4\ddot{x}_4 + T_4 \sin\alpha_2 - F_3 \operatorname{sgn}(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) - F_4 \operatorname{sgn}(\dot{x}_5 - \dot{x}_4) - T_1 \sin\alpha_1 = 0;\\
&m_5\ddot{x} - T_3 + T_5 + F_4 \operatorname{sgn}(\dot{x}_5 - \dot{x}_4) + F_5 \operatorname{sgn}(\dot{x}_5 - \dot{x}_6) = 0;\\
&m_6\ddot{x}_6 - T_4 \sin\alpha_2 - T_5 - F_5 + R_1 = 0;\\
&m_7\ddot{x}_7 - R_1 + R_2 = 0;\\
&m_8\ddot{x}_8 - R_2 + R_3 = 0;\\
&m_9\ddot{x}_9 - R_3 + R_4 = 0.
\end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

Входящие в уравнения системы (1) силы упругости элементов крепления труб, силы сухого трения и значения функций углов определяются следующими выражениями:

$$T_1 = c_1(\lambda_1 + \sqrt{l_{01}^2 + (x_1 - x_4)^2} - l_{01});$$

$$T_2 = c_2(\lambda_2 + x_2 - x_3);$$

$$T_3 = c_3(\lambda_3 + x_3 - x_5);$$

$$T_4 = c_4(\lambda_4 + \sqrt{l_{02}^2 + (x_4 - x_6)^2} - l_{02});$$

$$T_5 = c_5(\lambda_5 + x_5 - x_6)\cdot$$

$$F_1 = f_1(m_1 g + T_1 \cos\alpha_1); \quad F_2 = f_2(m_1 + m_2)g + T_1 \cos\alpha_1;$$

$$F_3 = f_3(m_1 + m_2 + m_3)g + T_1 \cos\alpha_1; \quad F_4 = f_4(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)g + T_4 \cos\alpha_2).$$

$$F_5 = (f_5(m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5)g + T_4 \cos\alpha_2)$$

$$\sin\alpha_1 = \frac{x_1 - x_4}{\sqrt{(l_{01}^2 + (x_1 - x_4)^2}}; \quad \cos\alpha_1 = \frac{l_{01}}{\sqrt{(l_{01}^2 + (x_1 - x_4)^2}};$$

$$\sin\alpha_2 = \frac{x_4 - x_6}{\sqrt{(l_{02}^2 - (x_4 - x_6)^2}}; \quad \cos\alpha_2 = \frac{l_{02}}{\sqrt{(l_{02}^2 - (x_4 - x_6)^2}}.$$

Силы в междувагонных связях с пружинно-фрикционными поглощающими аппаратами при перемещениях вагонов не превышающих ход поглощающих аппаратов приняты в виде [3]:

$$R_1 = c(x_6 - x_7)[1 + \mu\,\mathrm{sgn}(\dot{x}_6 - \dot{x}_7)]; \qquad R_2 = c(x_7 - x_8)[1 + \mu\,\mathrm{sgn}(\dot{x}_7 - \dot{x}_8)];$$

$$R_3 = c(x_8 - x_9)[1 + \mu\,\mathrm{sgn}(\dot{x}_8 - \dot{x}_9)]; \qquad R_4 = cx_9(1 + \mu\,\mathrm{sgn}\,\dot{x}_9).$$

В представленных выражениях приняты следующие обозначения:

$m_1, \ldots, m_9$ – соответственно массы поперечной обвязки, верхней трубы, двух труб среднего яруса, промежуточных опор, двух труб нижнего яруса, платформы и трех вагонов;

$T_1, \ldots, T_5$ — соответственно силы упругости элементов поперечной обвязки, продольного крепления верхней трубы и труб среднего яруса, крепления промежуточных опор и продольного крепления труб нижнего яруса;

α_1, α_2 — соответственно углы отклонения от вертикали элементов верхней поперечной обвязки и крепления промежуточных опор;

$F_1, \ldots, F_5$ — соответственно силы сухого трения между элементами поперечной обвязки и верхпей трубой, верхней трубой и трубами среднего яруса, трубами среднего яруса и промежуточными опорами, трубами нижнего яруса и промежуточными опорами, а также опорами платформы;

$R_1, \ldots, R_4$ — силы в междувагонных связях;

$c, c_1, \ldots, c_5$ — жесткости упругих элементов междувагонных связей и крепления труб;

$l_{01}, \ldots, l_{02}$ — длины элементов крепления в свободном (недеформированном) состоянии;

$\lambda_1, \ldots, \lambda_5$ — величины предварительного натяжения упругих элементов крепления труб;

$\mu, f_1, \ldots, f_4$ – коэффициенты трения в элементах междувагонных связей и крепления труб;

g — ускорение свободного падения;

$sgn(\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i)$-знак «+» или «–» ($i$=1,…,9).

Численное интегрирование уравнений системы (1) проводилось для диапазона скоростей соударения вагонов 0,5…3 м/с при следующих исходных

данных: $m_1 = 10$ кг; $m_2 = 6800$ кг; $m_3 = m_5 = 13600$ кг; $m_4 = 100$ кг; $m_6 = 21000$ кг; $m_7 = m_8 = m_9 = 84000$ кг; $l_{01} = 2{,}5$ м; $l_{02} = 1{,}4$ м; $c = 5 \cdot 10^7$ Н/м; $c_1 = c_4 = 1\ 10^6$ Н/м; $c_2 = c_3 = 9 \cdot 10^5$ Н/м; $c_5 = 3 \cdot 10^5$ Н/м; $f_1 = f_2 = f_3 = f_4 = 0{,}4$; $\mu = 0{,}25$; $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda_4 = \lambda_5 = 0$.

Результаты расчетов для скорости соударения вагонов 2,5 м/с представлены в виде графиков изменения сил в канатах крепления труб (рис. 2).

а) *б)*

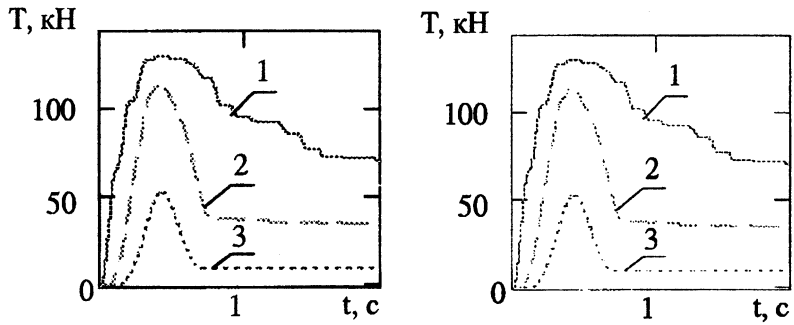


Рис. 2. Изменение сил в канатах 1, 2, 3 продольного крепления труб (а) и в канатах 1, 2 поперечной обвязки (б)

Сравнительный анализ полученных результатов позволяет сделать заключение, что в процессе соударения вагонов наибольшие усилия возникают в канатах продольного крепления труб нижнего и верхнего ярусов (см. рис. 2а, кривые 1 и 2), а также в канатах крепления промежуточных опор к раме платформы (см. рис. 2б, кривая 1).

ЛИТЕРАТУРА

1. Ворожун И.А. Моделирование упругих элементов крепления труб на железнодорожной платформе при соударениях вагонов // Машиностроение. — Мн., 2001.— Вып.17. — С. 263–267. 2. Технические условия погрузки и крепления грузов. М.: Транспорт 1990. — 408с. 3. Соко- лов М.М., Хусидов В.Д., Минкин Ю.Г. Динамическая нагруженность вагона. — М.: Транспорт 1981.— 207с.

УДК 681.5.017:681.527.3

С.Л. Горавский, Е.Я. Строк

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ КОМПОНЕНТОВ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Институт механики и надежности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь

Необходимым условием повышения эффективности выполняемых мобильными машинами технологических процессов является их автоматизация. Поэтому широкое применение в современных мобильных машинах для управления рабочими органами получил автоматизированный гидропривод.

Одновременно с совершенствованием и развитием гидроприводов создаются системы автоматического управления (СУ) рабочими органами мобильных машин с использованием современных средств электрогидравлики и микропроцессорной техники. Электрогидравлические системы в силу своих преимуществ находят применение не только для оборудования машин большой мощности, где дальнейшее повышение уровня автоматизации, необходимость реализации сложных алгоритмов управления, высокие требования надежности и т.д. исключают использование других типов СУ, но и для оснащения машин малых и средних классов.

Для слежения за положением рабочего органа в пространстве находят применение гироскопические и маятниковые датчики, световой и лазерный лучи и др. [1] Системы регулирования положения навесного устройства содержат электрические датчики тягового усилия и перемещения, а также электронную аппаратуру. Основными способами регулирования этих систем являются силовой, позиционный и смешанный. В последнее время у них появились некоторые новые функции — коррекция по буксованию движителей, гашение колебаний навесного устройства в верхнем положении и шинный обмен информацией с другими микропроцессорами на тракторе.

При проектировании таких систем необходимо исследовать их технические параметры, а также статические и динамические характеристики.

Для повышения качества регулирования и степени автоматизации применяются замкнутые системы управления рабочими органами мобильных машин.

Управляемый электрическим корректирующим сигналом поток жидкости в клапане перемещает поршень 5 и связанную с ним нагрузку (рис.1). Положение поршня или нагрузки измеряется и передается как фактическое значение положения и сравнивается с заданным значением положения. Выявленная раз-

ность значений между заданным и фактическим значениями представляет собой сигнал рассогласования 1, который поступает на электрогидравлический распределитель 4 через электронный усилитель 2 в виде корректирующего сигнала 3 таким образом, чтобы эта разница стремилась к нулю.

Аналогично описанному контуру позиционного регулирования могут быть построены системы регулирования по другим параметрам: скорости, давлению, усилию. Во всех этих системах регулируемая величина поддерживается в узких пределах независимо от возмущающих воздействий. Функция электрогидравлического распределителя при этом очень важна, поскольку необходимо быстро и точно преобразовать электрический корректирующий сигнал в соответствующий поток или давление.

При конструировании ЭГР необходимо таким образом выбирать конструктивные параметры его элементов, чтобы обеспечить требуемые динамические свойства: высокое быстродействие, минимальное запаздывание срабатывания и необходимую расходную характеристику. Выбор конструктивных параметров на этапе абстрактного синтеза производится с помощью математической модели, описывающей в виде системы дифференциальных и алгебраических уравнений динамические процессы, происходящие при работе регулятора.

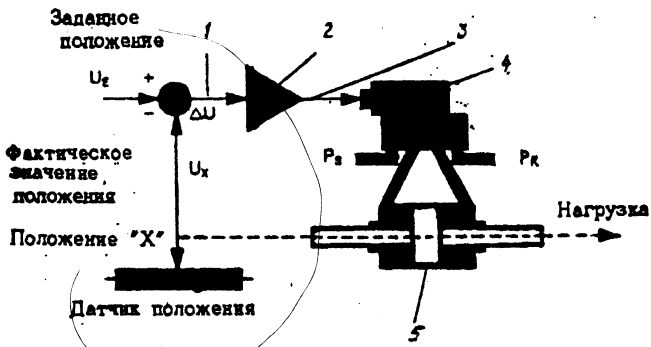


Рис.1. Схема электрогидравлической замкнутой системы позиционного регулирования: 1 — сигнал рассогласования; 2 — электронный усилитель; 3 — корректирующий сигнал; 4 — электрогидравлический распределитель (ЭГР); 5 — поршень; P_S и P_R — соответственно рабочее давление и давление на сливе

Формализация указанных принципов конструирования компонентов СУ осуществляется в среде «Borland Builder C++», отличающейся удобным интерфейсом.

Устройство разгрузки насоса ЭГР содержит подпружиненный дифференциальный клапан с дроссельным отверстием, сообщающим напорную магистраль насоса с пружинной полостью клапана, которая посредством канала управления сообщается через дросселирующие пазы управляющего золотника малого диаметра, кинематически связанного с электромагнитом пропорционального действия, со сливом (рис. 2).

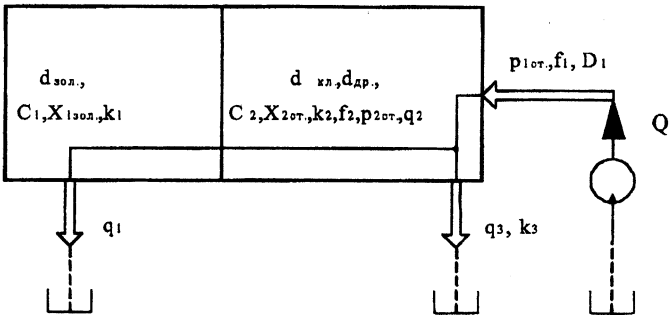


Рис. 2. Расчетная схема статического режима работы ЭГР

Для статического режима работы составлены уравнения равновесия системы в режиме перепуска, описывающие равновесие перепускного клапана и баланс расходов рабочей жидкости.

$$\begin{cases} C_2 * X_{2_{ст.}} = p_{1_{ст.}} * f_1 - p_{2_{ст.}} * f_2; \\ q_3 - q_2 = Q; \\ q_1 - q_2 = 0. \end{cases} \qquad (1)$$

В данном случае потоки q_1, q_2 и q_3 определяются по известным формулам [2]

$$\begin{cases} q_1 = \mu_{зол.} * 2 * X_{1_{max}} * b * \sqrt{\dfrac{2 * p_{2_{ст.}}}{\rho}}; \\ q_2 = \mu_{др.} * \dfrac{\pi * d_{др.}^{\ 2}}{4} * \sqrt{\dfrac{2 * (p_{1ст.} - p_{2ст.})}{\rho}}; \\ q_3 = \mu_{кл.} * \pi * d_{кл.} * X_{2_{ст.}} * \sin\dfrac{\alpha}{2} * \sqrt{\dfrac{2 * p_{1_{ст.}}}{\rho}}. \end{cases}$$

где $\mu_{зол.}$, $\mu_{др.}$, $\mu_{кл.}$ — гидравлические проницаемости золотника, дросселя и клапана соответственно; $d_{зол.}$, $d_{др.}$, $d_{кл.}$ — диаметры золотника, дросселя и клапана соответственно, м; f_1, f_2 — активные площади дифференциального клапана клапана, м^2; $X_{1зол.}$, $X_{2ст.}$ — координаты золотника и клапана, м.; $p_{1ст.}$, $p_{2ст.}$ — давление в полостях клапана, МПа; Q — поток от насоса, м^3/с; C_1 — расчетная жесткость возвратной пружины золотника, Н/м; C_2 — расчетная жесткость возвратной пружины клапана, Н/м; b — ширина дроссельного канала, м; α — угол при вершине конического затвора, град.

После подстановки значений переменных и замены членов выражений на постоянные коэффициенты k_1, k_2 и k_3 система (1) примет вид

$$\begin{cases} C_2 * X_{2_{ст.}} = p_{1_{ст.}} * f_1 - p_{2_{ст.}} * f_2; \\ k_3 * X_{2_{ст.}} * \sqrt{p_{1_{ст.}}} + k_2 * \sqrt{p_{1_{ст.}} - p_{2_{ст.}}} = Q; \\ k_1 * \sqrt{p_{2_{ст.}}} - k_2 * \sqrt{p_{1_{ст.}} - p_{2_{ст.}}} = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Математическое решение уравнений системы (2) приведет нас к конечным формулам для определения давлений в полостях перепускного клапана и его исходной координаты:

$$p_{1_{ст.}} = \frac{\left(k_1^2 + k_2^2\right)}{k_2^2} * p_{2_{ст.}}; \quad (3)$$

$$X_{2_{ст.}} = \frac{1}{C_2} * (f_1 * p_{1_{ст.}} - f_2 * p_{2_{ст.}}). \quad (4)$$

После замены переменных и преобразования выражения путем итерационного перебора значений давления $p_{2ст.}$, находим его значение, удовлетворяющее определенному значению погрешности вычисления, согласно уравнения (5)

$$\sqrt{p_{2_{ст.}}} * \left(\alpha * p_{2ст.} - \beta * p_{2ст.} + k_1\right) * 10^5 - 10 = 100. \quad (5)$$

Получили $p_{2_{ст.}} = 364 Па$, $p_{1_{ст.}} = 85337,609 Па$, $X_{2_{ст.}} = 3,6 мм$.

Таким образом, используя математическую модель работы ЭГР в статическом режиме при помощи разработанного программного обеспечения (рис.3), найдены значения требуемых параметров, причем погрешность итерационных вычислений составила 0,00002%.

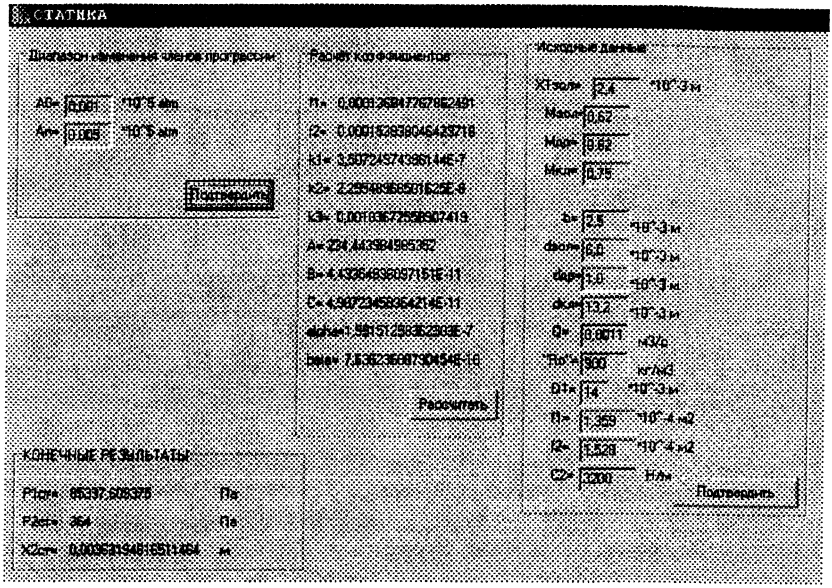


Рис. 3. Интерфейс программы для расчета параметров статического режима работы ЭГР

В качестве конструктивных параметров, оказывающих наибольшее влияние на динамику протекания переходных процессов при работе электрогидравлического распределителя, выбраны дифференциальность перепускного клапана, диаметр его дросселирующего отверстия, а также начальная площадь сечения дросселирующих пазов управляющего золотника и жесткость возвратной пружины клапана. Указанные параметры, характеризующиеся сложным характером взаимодействия, рассматриваются в качестве основных факторов экспериментального плана. При этом параметром оптимизации является один из показателей динамического качества работы ЭГР.

Компьютерное моделирование режимов работы компонентов систему управления рабочими органами мобильных машин позволяет на этапе абстрактного синтеза уменьшить затраты на экспериментальную отладку опытных образцов и сократить сроки их ввода в эксплуатацию.

ЛИТЕРАТУРА

1. В.А.Зыков, Н.С.Бытин, А.А.Михайлин Системы управления навесного оборудования трактора//Тракторы и сельскохозяйственные ма-

шины. — 1997. — №11, — С. 10–11. 2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. — М.: Машиностроение, 1971. — 672 с.

УДК 629. 4. 014. 7

Е.П. Гурский

КОРРЕЛЯЦИОННО-РЕГРЕССИОННАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ПАРКА ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь

Эффективность работы транспорта во многом определяется высокой надежностью его технических средств, в том числе и вагонного парка. Вагонное хозяйство непрерывно развивается. Особое внимание уделяется оптимизации межремонтных периодов и сроков службы вагонов, повышению качества ремонтных работ, внедрению новых и совершенствованию существующих форм организации производства.

Сложившаяся ситуация с грузовым подвижным составом в Республике Беларусь, от которого непосредственно зависит жизнедеятельность железнодорожного транспорта, остро ставит проблему оздоровления и обновления подвижного состава. Это связано с тем, что парк грузовых вагонов Республики Беларусь стареет, причем это происходит по всем его типам. Средний возраст парка грузовых вагонов составил 23,2 года. Износ активной части основных фондов — вагонов — составляет более 72%. Изношенный и устаревший подвижной состав не позволяет перейти на современные перевозочные технологии, увеличить межремонтные сроки, гарантийные плечи пробега, веса поездов, решать многие другие задачи, диктуемые временем, требованиями безопасности движения, снижения эксплуатационных расходов и транспортных издержек.

Проблему сохранения вагонного парка дороги и улучшения его технического состояния необходимо решать в первую очередь повышением качества капитального и деповского ремонтов вагонов за счет усиления существующей вагоноремонтной базы, освоением капитально-восстановительного ремонта вагонов с продлением срока их службы (КРП) и закупкой новых.

В связи с выше изложенным, проблема оздоровления и обновления подвижного состава требует решения следующих задач:

— объективно оценить имеющийся в распоряжении подвижной состав по его количеству и техническому состоянию;

— исходя из прогнозируемых объемов перевозок, утвердить потребность отрасли в вагонах по типам на период до 2010 года;

— принять решения о путях и методах оздоровления подвижного состава;

— выработать стратегию закупки подвижного состава.

Анализ существующих разработок показывает что, вопросу прогнозирования парка грузовых вагонов не уделяется должного внимания. В связи с этим ошибки допущенные, на стадии принятия перспективных положений, например по обновлению парка грузовых вагонов, без учета прогнозных показателей, оказывает существенное влияние на конечные результаты работы железной дороги. В этом случае принимаемые в дальнейшем оперативные воздействия не приносят желаемого результата, выделяемые на развитие транспорта капитальные вложения используются не эффективно. Поэтому сокращение неопределенности прогнозов по эффективности использования подвижного состава, в частности грузовых вагонов, является одним из резервов перехода с экстенсивного на интенсивный путь развития транспорта.

Проведенные исследования выявили необходимость применения многофакторных корреляционно-регрессионной моделей оптимальной сложности, при определении потребных вагонных парков. В данной постановке задачи на вагонный парк оказывают влияние многие факторы, определяющие в той или иной степени его количество, а именно: грузооборот железных дорог, количество отправленного груза, средняя участковая скорость, оборот вагона, среднесуточный пробег, статическая нагрузка на вагон, динамическая нагрузка на вагон, производительность вагона и т.д.

Выполненные исследования показали, что рациональная длина ретроспективного ряда — 10–20 лет, поэтому был собран массив статистических данных за период с 1993 по 2003 годы, которые по мнению экспертов оказывают влияние на формирование вагонного парка.

По предлагаемой автором методике процесс формирования модели проходит по следующим этапам:

1. Выбор основных факторов (x_1, x_2, x_3, ..., x_n), определяющих значение исследуемой величины (рабочий парк грузовых вагонов). Формирование совокупности факторов целесообразно проводить экспертным оцениванием. Каждый из факторов задается ретроспективным рядом необходимой длины. Одним из основных требований включения фактора в модель, является отсутствие взаимной корреляции у факторов между собой. Первоначально, в модель вошли следующие факторы: грузооборот железной дороги (X_1); пассажирооборот (X_2); средняя участковая скорость (X_3); средняя техническая

скорость (X_4); вес поезда (X_5); оборот вагона (X_6); среднесуточный пробег вагона (X_7); статическая нагрузка на вагон (X_8); погружено всего (X_9); вывезено тонн всего (X_{10}); коэффициент местной работы (X_{11}); коэффициент порожнего пробега (X_{12}); среднесуточная производительность вагона (X_{13}); средняя динамическая нагрузка на ось (X_{14}); работа дороги (X_{15}); средний простой вагона под грузовой операцией (X_{16}); средний простой вагона на одной технической станции (X_{17}).

2. Расчет коэффициентов корреляции между исследуемой величиной и факторами, а также у факторов между собой. На этом этапе из модели удаляются те факторы, которые имели достаточно большой ($r \geq 0,75$) коэффициент корреляции с оставшимися в модели факторами. В модели оставляется фактор, который является более общим, и имеет больший коэффициент корреляции между исследуемой величиной и факторами.

3. Ранжирование факторов по коэффициенту корреляции. Фактору с наибольшим коэффициентом корреляции присваивается один балл и т.д.

4. Получение уравнения множественной регрессии, выраженного в стандартизованном виде и нахождение стандартизованных коэффициентов регрессии.

5. Ранжирование факторов по величине стандартизованного коэффициента регрессии. Фактору с наибольшим стандартизованным коэффициентом регрессии присваивается один балл и т.д.

6. Ранжирование факторов по сумме баллов двух подкритериев — коэффициенту корреляции и стандартизованному коэффициенту регрессии.

7. Построение модели оптимальной сложности.

Формирование модели начиналось с получения зависимости

$$N_{раб.ч.} = f(X_{max}), \qquad (1)$$

где X_{max} — фактор, имеющий максимальный коэффициент корреляции с парком вагонов.

Для этой функции определялась остаточная дисперсия. Дальнейшее усложнение модели производилось включением в нее последующих факторов в зависимости от их значимости.

Ранжирование факторов происходило по сумме двух подкритериев — парного коэффициента корреляции между фактором и исследуемой величиной (количеством рабочего парка грузовых вагонов определенного типа), и величины стандартизованного коэффициента уравнения множественной регрессии. Присвоенные в обоих случаях для каждого фактора баллы складываются, и значимость фактора во вновь образованной модели определяется их суммой. Чем меньше сумма баллов, тем большее влияние оказывает фактор

на модель. Усложнение модели заканчивалось тогда, когда совокупный коэффициент корреляции становился равным $r_{сов} \geq 0,95$, а остаточная дисперсия $S^2_{остп} - S^2_{остп+1} \leq 5\%$. Выполненные исследования, позволили получить модели следующего вида:

— для общего рабочего парка грузовых вагонов

$$Y_{(общ)} = 1179,1 \cdot e^{(0,0435X_2 + 0,0464X_3 - 0,002X_1 - 0,147X_4)};$$

— для вагонов рабочего парка крытых вагонов

$$Y_{(кр)} = 225,59 \cdot X_6^{0,197} \cdot X_{10}^{0,777} \cdot X_5^{0,36};$$

— для вагонов рабочего парка платформ

$$Y_{(пл)} = 2114,3 \cdot X_9^{-0,993} \cdot X_2^{0,0185} \cdot X_1^{1,0028};$$

— для вагонов рабочего парка полувагонов

$$Y_{(пв)} = 2480,64 \cdot e^{(-0,3402X_2 + 0,81802X_4 - 0,1046X_5 + 0,4244X_3)};$$

— для вагонов рабочего парка цистерн

$$Y_{(цис)} = 8245 - 0,3139X11 - 1724,2X3 + 230,93X6;$$

— для прочих вагонов рабочего парка

$$Y_{(прочих)} = 199974 \cdot X_{10}^{-0,35793} \cdot X_1^{-0,6439} \cdot X_5^{-0,5709}.$$

По полученным моделям оптимальной сложности были рассчитаны значения рабочего парка грузовых вагонов для периода с 1993 по 2003 годы. Сравнение расчетных значений по полученной модели N_P и фактических $N_Ф$ показали высокую сходимость этих величин. Из изложенного следует вывод о целесообразности применения полученных моделей для прогнозирования рабочего парка грузовых вагонов. Однако для этого необходимо иметь прогнозные значения факторов, которые вошли в модель оптимальной сложности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сметанин А.И. Техническое нормирование эксплуатационной работы железных дорог. — М.: Транспорт, 1984. — 295 с. 2. Кобринский Н.Е., Кузьмин В.И. Точность экономико-математических моделей. Финансы и статистика, 1981. 255 с. 3. Лукомский Я.И. Теория корреляции и ее применение к анализу производства. — М.: Госстатиздат, 1961. — 375 с.

УДК 621.833

А.И. Дудяк, Ф.Ф. Якацук

НОВЫЙ КРИТЕРИЙ ПРОЧНОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА АППАРАТОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Прочностные расчеты элементов аппаратуры высокого давления кроме чисто математических трудностей наталкиваются и на проблему определения предельно допустимого значения для найденных напряжений. Т.к. элементы аппаратов высокого давления работают в условиях смежного напряженного состояния, то при расчетах в качестве основной прочностной характеристики используется эквивалентное напряжение $\sigma_{экв}$ которое, с одной стороны, является функцией трех главных напряжений и характеризует таким образом напряженное состояние материала, а с одной стороны допускает использование экспериментальных данных, полученных при испытании материала в условиях простейших напряженных состояний (растяжение, сжатие, кручение). Так, например, для пластичных материалов предельным значением для $\sigma_{экв}$ может являться предел текучести, а для малопластичных материалов — предел прочности при растяжении. В общем виде условия прочности могут выражены следующей зависимостью [1], из которой может быть получено выражение для $\sigma_{экв}$.

$$F(\sigma_1,\sigma_2,\sigma_3, m_i) = A, \qquad (1)$$

Константы m_i, характеризующие прочностные свойства материала, определяются по результатам испытаний, полученных при реализации простейших напряженных состояний, путем совместного решения уравнений (1), записанных применительно к каждому из проведенных испытаний. Наиболее эффективным для прочностных расчетов высокотвердых элементов аппаратов высокого давления является критерий, предложенный А.И. Дудяком [2] и имеющий вид:

$$AV + (1+ B \operatorname{sign} V)\, U = C, \qquad (2)$$

где A, B, C — постоянные, величины которых определяются на основании результатов, полученных экспериментально при испытании материала в условиях одноосного растяжения, сжатия и чистого сдвига. $V = \sigma_1+\sigma_2+\sigma_3$ и пропорционально первому инварианта тензора напряжений, $U = (\sigma_1 - \sigma_2)^2+(\sigma_1-\sigma_3)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2$ и пропорционально второму инварианту девиатора напряже-

ний. Однако в области растяжения (V>0) и в области сжатия (V<0) критерий (2) дает различные выражения для $\sigma_{экв}$, что, конечно, является его недостатком. Предложенный в настоящей статье критерий является развитием критерия (2), дает единую формулу для расчета $\sigma_{экв}$ как в области растяжения так и в области сжатия и имеет вид

$$AV + B(\sigma_1-\sigma_3)^2 + U = C, \qquad (3)$$

где A,B,C — постоянные, величины которых определяются по результатам экспериментов аналогично критерию (2).

Для предельного состояния при одноосном растяжении $V=\sigma_{вр}$, $(\sigma_1-\sigma_3)^2 = \sigma_{вр}^2$, $U = 2\sigma_{вр}^2$ и выражение (3) принимает вид

$$A\sigma_{вр} + B\sigma_{вр}^2 + 2\sigma_{вр}^2 = C \qquad (4)$$

Для одноосного сжатия $V = -\sigma_{вс}$, $(\sigma_1-\sigma_3)^2 = \sigma_{вс}^2$, $U = 2\sigma_{вс}^2$ и выражение (3) имеет вид

$$-A\sigma_{вс} + B\sigma_{вс}^2 + 2\sigma_{вс}^2 = C \qquad (5)$$

Для чистого кручения $\sigma_1 = \tau_в$, $\sigma_2 = 0$, $\sigma_3 = -\tau_в$, $V = 0$, $(\sigma_1-\sigma_3)^2 = 4\tau_в^2$, $U = 6\tau_в^2$ и выражение (3) имеет вид

$$4B\tau_в^2 + 6\tau_в^2 = C \qquad (6)$$

Решив систему уравнений (4), (5), (6) находим значения коэффициентов A,B,C и выражение (3) принимает вид

$$\frac{2\sigma_{вс}\nu_\tau^2(\nu-1)}{\nu-4\nu_\tau^2}V + \frac{2(3\nu_\tau^2-\nu)}{\nu-4\nu_\tau^2}(\sigma_1-\sigma_3)^2 + U = \frac{-2\nu\tau_в^2}{\nu-4\nu_\tau^2} \qquad (7)$$

Умножив обе части выражения (7) на $\nu^2 = (\frac{\sigma_{вр}}{\sigma_{вс}})^2$ после ряда преобразований получим

$$\frac{2\nu\nu_\tau^2(\nu-1)}{\nu-4\nu_\tau^2}V\sigma_{вр} + \frac{2\nu^2(3\nu_\tau^2-\nu)}{\nu-4\nu_\tau^2}(\sigma_1-\sigma_3)^2 + \nu^2U = -\frac{2\nu\nu_\tau^2}{\nu-4\nu_\tau^2}\sigma_{вр}^2 \qquad (8)$$

Избавившись от знаменателя и умножив обе части равенства (8) на $2\nu\nu_t^2$ решим полученное уравнение относительно $\sigma_{вр}^2$

$$\sigma_{вр}^2 - (1-\nu)\sigma_{вр}V - \frac{\nu}{\nu_\tau^2}((\nu-3\nu_\tau^2)(\sigma_1-\sigma_3)^2 + \frac{1}{2}(4\nu_\tau^2-\nu)U) = 0 \qquad (9)$$

Подставляя $\sigma_{экв}$ вместо $\sigma_{вр}$ получим выражение для $\sigma_{экв}$, соответствующего предлагаемому критерию.

$$\sigma_{экв} = \frac{1-\nu}{2}V + \sqrt{(\frac{1-\nu}{2}V)^2 + \frac{\nu}{\nu_\tau^2}((\nu - 3\nu_\tau^2)(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + \frac{1}{2}(4\nu_\tau^2 - \nu)U)} \quad (10)$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Новожилов В.В. Прикладная математика и механика. — 1964. — Вып. 28. — С.3. 2. Дудяк А.И. Теоретические основы конструирования пресс-форм высокого давления и технология получения порошков кубического нитрида бора. Автореферат на соискание ученой степени доктора технических наук. Минск, 1992. — 34 с.

УДК 621. 81: 621 -192

П.П. Капуста, Д.В. Рыбаков,
Д.В. Вихренко, И.В. Швец, В.А. Мазоль

ОЦЕНКА НАРУЖЕННОСТИ ВЕДУЩЕГО МОСТА АВТОМОБИЛЯ: КОМПЛЕКСНАЯ ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Белорусский национальный технический университет,
Минский автомобильный завод
Минск, Беларусь

1. Вводные положения, предварительный анализ проблемы и основные гипотезы для решения

Ведущий мост автомобиля является одним из наиболее ответственных узлов, одновременно сочетающий в себе все типичные особенности несущих конструкций и элементов трансмиссий. Результатами многочисленных экспериментальных исследований показано, что в процессе циклического нагружения мостов и их деталей происходят разрушения как несущих деталей (картера моста, полуосей и т.д.), так и зубчатых передач и колес (главных конических, как правило, — с криволинейными зубьями; прямозубых конических колесных дифференциалов; планетарных цилиндрических колесных передач) [1–3]. Имеют место разрушения шлицевых соединений, в т.ч. — полуосей, и других деталей. Анализ проведенных экспериментальных и теоретических исследований нагруженности, характеристик шумоизлучения работающих ведущих мостов и их ресурса показывает их взаимосвязь. Оче-

видно, что нагруженность и долговечность также связаны с нагруженностью и жесткостью всего моста, а последняя зависит от жесткости его деталей (картера, крышек, цапф и т.д.) и сборочных единиц (подшипников и их узлов). Естественно отметить наличие указанной взаимосвязи и с характеристиками точности изготовления (допусков отклонений формы и размеров) деталей и сборки мостов (посадок). Весьма значительное влияние на нагруженность и ресурс практически всех деталей оказывают создаваемые сборочные нагрузки и напряжения. Особенно важно отсутствие послесварочных деформаций механически обработанных несущего картера моста и редуктора. Указанные условия обеспечиваются технологическими мерами, что формирует уровень соответствующих требований нормирования точности.

Комплексный экспериментальный анализ нагруженности, к.п.д. и шумоизлучения работающих ведущих мостов автомобилей, в т.ч. — Минского автозавода, позволил сделать следующие выводы: картеры, цапфы мостов имеют удовлетворительные вертикальную жесткость, статическую и циклическую прочность (отметим, что стендовые доводочные испытания картеров проводят циклическим нагружением в вертикальной плоскости); к.п.д. и шумоизлучение значительно зависят от точности изготовления деталей и сборки мостов, а также — от нагрузочных режимов (от включенных передач КПП, скорости движения, массы перевозимого груза, характеристик макро- и микропрофиля дорог).

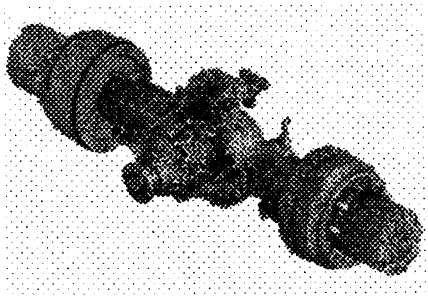
Подводя итог проведенному анализу, можно сформулировать гипотезу о значительной зависимости нагруженности, статической, циклической усталостной и износоусталостной прочности деталей ведущих мостов (несущих картерных, зубчатых колес, шлицевых соединений, подшипников и т.д.) от эксплуатационной нагруженности, которая в свою очередь связана с величиной к.п.д. и шумоизлучения работающих мостов автомобилей. Указанные связи обеспечиваются в первую очередь конструкторскими мерами, что формирует уровень соответствующих требований нормирования конструкций по характеристикам их нагруженности. Для реализации учета указанных выше связей нагруженности ведущих мостов автомобилей с технологическими, конструктивными и эксплуатационными характеристиками необходимы комплексный подход и методика оценки их нагруженности на ранних стадиях проектирования [4–8].

2. Разработка подхода о методике оценки нагруженности ведущих мостов на ранних стадиях проектирования

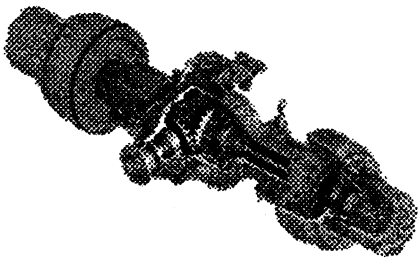
Сборка ведущего моста грузового автомобиля выполнена в системе трехмерного моделирования Unigraphics фирмы EDS, занимающей лидирующие позиции на рынке систем трехмерного моделирования. Выполнение моде-

лей деталей и всей сборки в системе Unigraphics позволяет проверить собираемость узла, возможные пересечения и контакты деталей, при необходимости параметрически изменять входящие детали и подсборки.

Ведущий мост грузового автомобиля содержит свыше 1000 деталей.

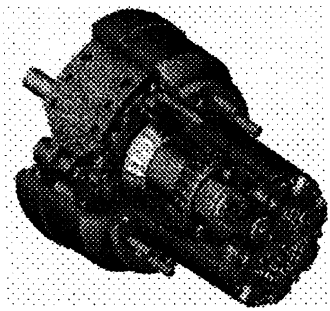


С вырезом сборка выглядит таким образом

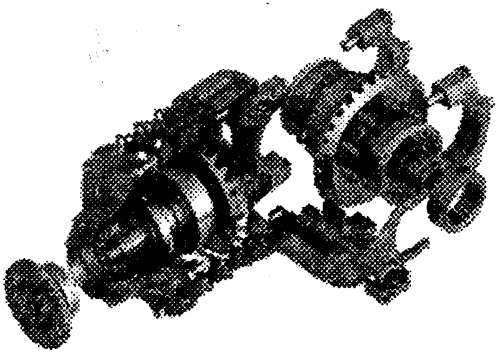


Здесь можно выделить несколько подсборок:

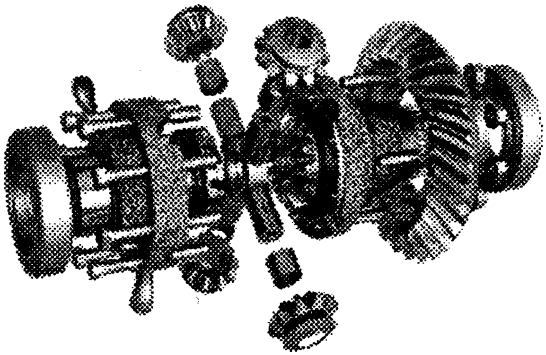
— колесная передача



— редуктор главной передачи



— дифференциал



Можно выделить следующие виды зубчатых колес: цилиндрические и конические прямозубые, конические с круговым зубом.

На основе трехмерной модели можно выполнить расчеты моста на прочность и жесткость, а также собственные колебания в системе конечноэлементного анализа MSC/Patran-Nastran.

Общий алгоритм методики расчета представлен на рисунке.

Процесс решения задачи методом конечных элементов состоит из трех этапов:

1) подготовка модели (фаза препроцессорной обработки);

2) анализ модели;

3)оценка результатов (фаза постпроцессорной обработки).

На этапе препроцессорной обработки созданную с помощью пакетов трехмерного моделирования модель передают в препроцессор MSC/PATRAN для создания на ее основе конечноэлементной сетки. В препроцессоре ее подготавливают для разбиения на конечные элементы и вводят следующие данные:

• геометрические параметры (тип элемента, координаты узлов, частота сетки). Могут быть введены непосредственно в программе МКЭ или получены через интерфейс из других САПР или пакетов геометрического проектирования;

• характеристики нагрузки (величины, точки приложения и направления векторов нагрузки, давления, возмущающие силы и т.д.);

• граничные условия (ограничения на узлы, на перемещения, максимальные значения сил трения, оси вращения);

• свойства материала (модуль Юнга, коэффициент Пуассона, плотность, коэффициенты трения, расширения и т.д.).

После ввода всех данных создается текстовый расчетный файл, который передается в MSC/NASTRAN для расчета.

Обработка результатов расчета производится с помощью постпроцессора. Результаты расчета могут выводиться либо в виде числовых данных, либо в графической форме. На этапе постпроцессорной обработки используют следующие способы представления данных:

• Распечатка значений перемещений узлов.

• Распечатка величин нагрузок на элемент.

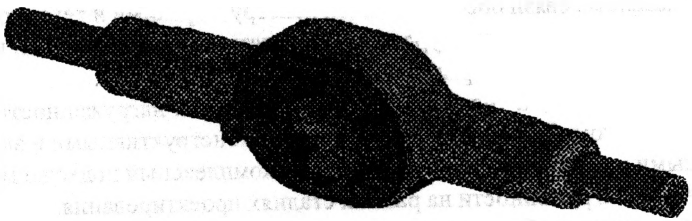
• Графическое представление сетки, деформированной под воздействием нагрузки.

• Графическое изображение границ напряжений (построение изолиний).

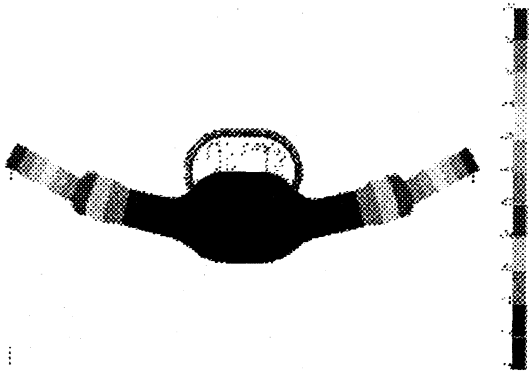
• Выделение отдельных областей с помощью цвета или тона в зависимости от величины напряжений или приложенной к элементу нагрузки.

• Анимация (динамическое изображение изменения формы элемента под действием динамических нагрузок).

Так, конечноэлементная модель моста выглядит следующим образом:



Как результат расчета приведем деформацию картера под действием статической нагрузки в 115 кН, действующей со стороны опорных площадок колес при закреплении картера по рессорным площадкам:



Как видно из рисунка, общая вертикальная деформация картера (без внутренних деталей) составляет 1,9 мм, что может дать перекос осей зацепления до 0,1° (при предположени, что полная деформация приводит к повороту полуосей и далее ведомой шестерни), что подтверждает предложенные основные гипотезы.

3. Основные результаты и выводы

1. Сформулирована гипотеза о значительной зависимости нагруженности, статической, циклической усталостной и износоусталостной прочности деталей ведущих мостов (несущих картерных, зубчатых колес, шлицевых соединений, подшипников и т.д.) от эксплуатационной нагруженности, которая в свою очередь связана с величиной к.п.д. и шумоизлучения работающих мостов автомобилей.

2. Указанные связи обеспечиваются конструкторскими и технологическими мерами, что формирует уровень соответствующих требований нормирования конструкций по характеристикам их нагруженности.

3. Для реализации учета указанных выше связей нагруженности ведущих мостов автомобилей с технологическими, конструктивными и эксплуатационными характеристиками разработаны комплексный подход о методике оценки их нагруженности на ранних стадиях проектирования.

4. Разработаны общие алгоритм и структурная схема оценки нагруженности ведущих мостов на стадии проектирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автоматизированная система ускоренных испытаний автомобильных конструкций/ М.С. Высоцкий, А.А. Ракицкий, М.И. Горбацевич, В.И. Петько и др. — Минск: Наука и техника, 1989. — 168 с. 2. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания гру-

зовых автомобилей. — М.: Машиностроение, 1972. — 308 с. 3. Лукинский В.С., Зайцев Е.И. Прогнозирование надежности автомобилей. — Ленинград: Политехника, 1991. — 224 с. 4. Капуста П.П. Надежность и ресурсное проектирование несущих систем и элементов машин// В кн. Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование и технология изготовления. Сборник научных трудов. Вып. 1. В 3-х т. — Т. 1// Под общ. ред. П.А. Витязя. — Мн., 1992. — С. 97–108. 5. Капуста П.П. Ресурсное проектирование несущих деталей АТС.// Автомобильная промышленность. — 2000. — № 2. — С. 24–26. 6. Капуста П.П. Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС// Автомобильная промышленность. — 2001.— № 11. — С. 15–18. 7. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Прогнозирование случайного нагружения и построение нагрузочных блоков// В кн. Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование и технология изготовления. Сборник научных трудов. Вып. 1. В 3-х т. — Т. 2// Под общ. ред. П.А. Витязя. — Мн., 1992. — С. 334–343. 8. Капуста П.П. Учет технологий изготовления и упрочнения деталей при при ресурсном проектировании машин заданной надежности// Технология, оборудование, автоматизация, неразрушающий контроль процессов нагрева и упрочнения деталей на машиностроительных предприятиях: Сб. научн. трудов под. ред. П.С. Гурченко. — Мн.: УП «Технопринт», 2002. — 163 с.

УДК 656.225.073.4

О.С. Коломникова

КОЛЕБАНИЯ ТРАНСПОРТИРУЕМОГО ГРУЗА С УЧЕТОМ ДЕФОРМАЦИИ УПАКОВКИ

Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь

С целью обеспечения сохранности грузов при транспортировке к потребителю их помещают в упаковку. По технологическим причинам часто невозможно осуществить жесткое крепление упаковочной тары к платформе или полу вагона, а также грузов к упаковке. Сама упаковка также зачастую имеет высокую деформативность. При соударении вагонов вследствие возникновения больших сил инерции грузов упаковка деформируется, а в неко-

торых случаях возможно ее повреждение. Поэтому возникает необходимость нахождения условий, при которых обеспечивается как сохранность грузов, так и целостность упаковки.

В представленной работе поставлена задача по установлению влияния параметров крепления и свойства упаковочной тары на динамику системы «груз — упаковочная тара — вагон».

Чтобы учесть особенности различных материалов, из которых изготавливается упаковочная тара, нами разработана обобщенная расчетная схема [4], составные части которой представлены на рис. 1. На ней цифрами 1 и 4 обозначены, соответственно, кузов вагона и перевозимый груз. С целью моделирования свойств упаковки она представлена в виде двух жестких тел 2 и 3 (аналогов поверхности упаковки), между которыми установлены упруговязкие связи, моделирующие деформативность упаковки.

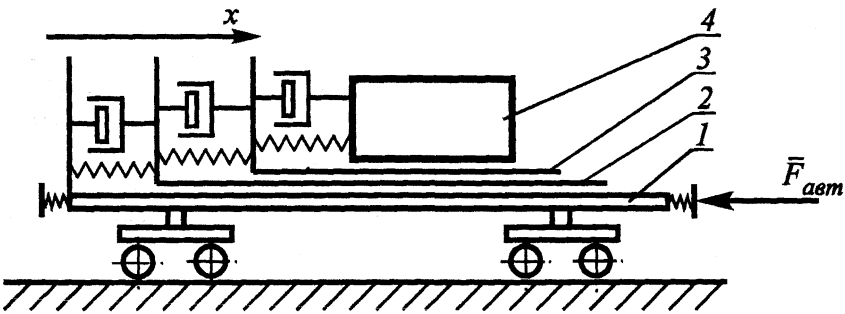


Рис. 1. Расчетная схема вагона с грузом

Сила, возникающая в автосцепке, определяется формулой [1]:

$$F_{авт} = \frac{c\psi(\Delta x + x_0)}{1 + \frac{C}{D}\mathrm{v}},$$

где c — коэффициент жесткости комплекта пружин поглощающего аппарата автосцепки; ψ — коэффициент передачи поглощающего аппарата; x — сжатие пружины поглощающего аппарата под действием внешней силы; x_0 — величина начальной затяжки пружины; C, D — коэффициенты, зависящие от геометрических параметров поглощающего аппарата; v — скорость относительного движения элементов поглощающего аппарата.

Силы взаимодействия между вагоном и упаковкой $F_{1\text{-}2}$ и $F_{3\text{-}4}$ складываются из сил сухого трения $F_{тр}$, сил упругости, в общем случае нелинейно

зависящих от относительного смещения тел, и сил неупругого сопротивления, пропорциональных скорости изменения названного расстояния. Например,

$$F_{1-2} = F_{тр} + k_{1-2}x_2^n + \alpha_{1-2}\dot{x}_2,$$

где x_2 — обобщенная координата, характеризующая положение наружной оболочки упаковки по отношению к вагону; k_{1-2} и α_{1-2} — коэффициенты пропорциональности.

Сила взаимодействия слоев упаковки равна сумме сил упругого и неупругого сопротивления:

$$F_{2-3} = k_{2-3}x_3^n + \alpha_{2-3}\dot{x}_3,$$

где x_3 — относительное смещение внутреннего и наружного поверхностных слоев упаковки.

С учетом приведенных выражений сил получена система дифференциальных уравнений второго порядка, описывающего движение тел системы:

$$m_1\ddot{x}_1 = F_{1-2} - F_{авт};$$

$$m_2\ddot{x}_2 = F_{2-3} - F_{1-2} - \frac{m_2}{m_1}(F_{1-2} - F_{авт});$$

$$m_3\ddot{x}_3 = F_{3-4} - F_{2-3} - \frac{m_3}{m_2}(F_{2-3} - F_{1-2});$$

$$m_4\ddot{x}_4 = -F_{3-4} - \frac{m_4}{m_3}(F_{3-4} - F_{2-3}),$$

где m_i, $\ddot{x}_i$ — массы и ускорения каждого тела системы.

Ее решение выполнено с применением системы MathCAD методом Рунге-Кутта четвертого порядка точности. В отличие от работы [4] масса упаковки учитывалась. Расчеты выполнены для различных масс соударяемых вагонов. Скорости соударения принимались равными 1 км/ч, 3 км/ч, 5 км/ч, 9 км/ч, что соответствует нормативным значениям, применяемым на железнодорожном транспорте [3].

Анализ результатов многовариантных расчетов показал, что изменение коэффициентов α_i практически не влияет на максимальное смещение груза относительно упаковки, незначительно влияет на смещение слоев упаковки друг относительно друга и оказывает существенное влияние на смещение груза в упаковке относительно пола вагона. Также было выявлено, что изме-

нение значений коэффициентов жесткости k_i значительно влияет на смещение груза в упаковке относительно пола вагона и на смещение слоев упаковки относительно друг друга и не сказывается на смещении груза относительно упаковки. На рис. 2 показаны графики перемещения наружного слоя упаковки относительно пола вагона (линия 1) и перемещения внутреннего слоя упаковки относительно наружного (линия 2), полученные в результате оптимизации значений коэффициентов жесткости и демпфирования.

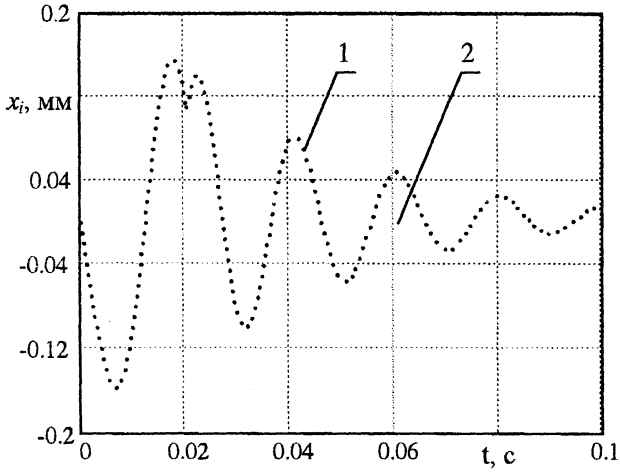


Рис. 2. Перемещение наружного и внутреннего слоя упаковки

На рис. 3 показана зависимость перемещения груза в упаковке относительно пола вагона. Установлено, что при значении коэффициента $\alpha = 147$ Н с/м наблюдается скачок значения x_{2max}, который обусловлен, по-видимому, особенностями действия сил сухого трения.

Выполненные исследования показали возможность оптимизации динамических качеств системы «вагон — упаковочная тара — груз». Полученные результаты могут быть использованы при подборе параметров приспособлений для крепления грузов, обеспечивающих их сохранность в процессе доставки.

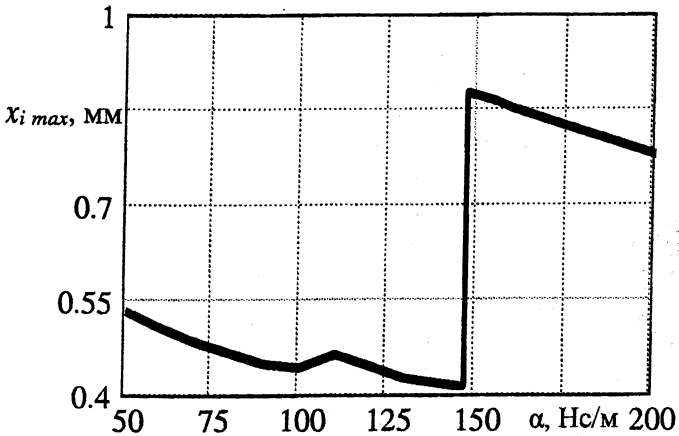


Рис. 3. Зависимость максимальных перемещений груза в упаковке относительно пола вагона

ЛИТЕРАТУРА

1. Блохин Е.П., Барбас И.Г., Манашкин Л.А. Расчет грузовых вагонов на прочность при ударах. — М.: Транспорт, 1989. — 230с. 2. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона. — М.: Транспорт, 1991. — 360с. 3. Правила технической эксплуатации Белорусской железной дороги. — М.: Транспорт, 1994. — 161 с. 4. Машиностроение. Сб. научных трудов. Вып. 19. — М.: Технопринт, 2003. — 793с.

УДК 621.833

М.Е. Лустенков, Д.М. Макаревич, С.Д. Макаревич, А.С. Захарьев

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ЭЛЛИПСНЫХ ШАРИКОВЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Белорусско-Российский университет
Могилев, Республика Беларусь

Эллипсные шариковые передачи (ЭШП) относятся к классу планетарных передач с телами качения. Принцип действия однопериодных ЭШП изложен в литературных источниках [1, 2] и других. Многопериодные ЭШП

позволяют реализовывать передаточные отношения в одной секции от 1 до 10 и обладают теми же преимуществами: простотой изготовления, небольшими габаритами и высокой нагрузочной способностью. На базе одной секции ЭШП возможна реализация 6-ти кинематических схем. На рис.1 приведены детали одной секции многопериодной ЭШП с передаточным отношением u=-4 (при заторможенном корпусе с диаметром 54 мм).

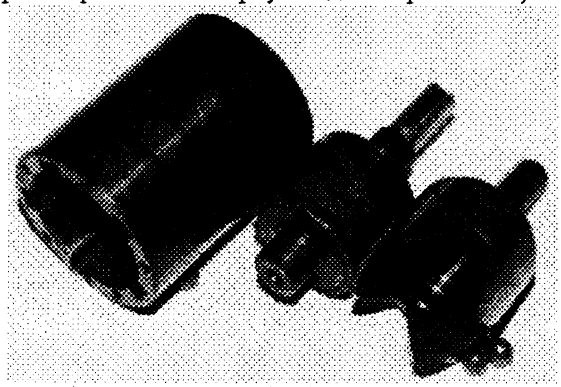


Рис. 1. Основные детали многопериодной ЭШП. Слева направо: вал с пазами (корпус), однопериодный составной внутренний кулачок, многопериодный наружный кулачок, тела качения

Для практики важным является количественное сравнение той или иной конструкции или передачи. Одним из критериев такой оценки является механический коэффициент полезного действия (КПД) [3]. На практике обычно КПД механизмов определяют экспериментально. Теоретической оценкой, несмотря на ее приблизительный характер, не следует пренебрегать, так как она позволяет определить основные геометрические параметры передачи приближенные к оптимальным и определить наиболее благоприятные режимы ее работы на стадии проектирования. В дальнейшем, необходимо практическое подтверждение результатов теоретических расчетов КПД.

Общий КПД ЭШП, как и любого механизма, равен

$$\eta = \frac{P_{вых}}{P_{вх}} = \frac{P_{вх} - P_{TP}}{P_{вх}} = 1 - \frac{P_{TP}}{P_{вх}}, \qquad (1)$$

где $P_{вх}$ — средняя мощность на входном звене передачи; $P_{вых}$ — средняя мощность на выходном звене передачи; $P_{тр}$ — средняя мощность сил трения.

Оценим механические потери в зацеплении. Для этого вновь обратимся к плоской фрикционной модели. При этом условимся считать $R_1 = R_2 = R_3 =$

R, так как при рассмотрении реального зацепления влияние этих радиусов на нагрузочную способность и КПД ЭШП неоднозначно.

Вопрос взаимодействия промежуточного тела (плунжера) с поверхностями трех тел рассмотрен также в технической литературе по расчету трансмиссий автомобилей, в частности при расчете кулачковых дифференциалов. Применительно к ЭШП, замкнутый треугольник сил, действующий на шарик (плунжер) и приводится на рис.2.

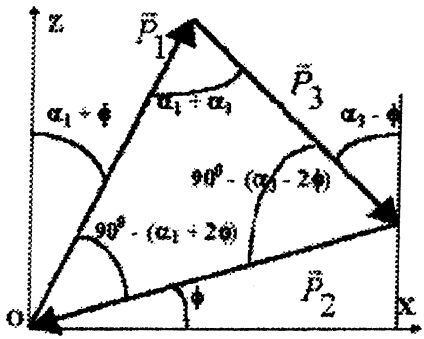


Рис.2. Система сил, действующих на тело качения ЭШП (плоская фрикционная модель зацепления). P_1, P_2 и P_3 — силы, действующие на внутренний кулачок, вал с пазами и наружный кулачок соответственно

По теореме синусов (рис.2):

$$\frac{P_1}{\cos(\alpha_3 - 2\phi)} = \frac{P_2}{\sin(\alpha_1 + \alpha_3)} = \frac{P_3}{\cos(\alpha_1 + 2\phi)}, \qquad (2)$$

где α_1 и α_3 — угол подъема рабочей поверхности внутреннего и наружного кулачков соответственно; ϕ — угол трения.

Найдем зависимость силы P_2 от силы P_1.

$$P_2 = P_1 \frac{\sin(\alpha_1 + \alpha_3)}{\cos(\alpha_3 - 2\phi)}. \qquad (3)$$

С учетом того, что

$$N_2 = P_2 \cos\phi, \qquad (4)$$

выражение для момента M_2 запишется в следующем виде:

$$M_2 = M_1 \frac{R_2}{R_1} \frac{\cos\phi \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_3)}{\sin(\alpha_1 + \phi)\cos(\alpha_3 - 2\phi)} = M_1 \frac{R_2}{R_1} K_\alpha. \quad (5)$$

Мгновенный КПД эллипсного шарикового зацепления с учетом выражения для первой кинематической схемы:

$$\eta_{12}^{(3)} = \frac{P_{вых}}{P_{вх}} = \frac{M_2\omega_2}{M_1\omega_1}, \quad (6)$$

где ω_1, ω_2 — угловые скорости ведущего и ведомого валов соответственно.

В уравнении (6) учтем, что для 1-ой кинематической схемы $\omega_2/\omega_1 = 1/u = 0,5$. Подставим выражение (5) в выражение (6) и приняв условие R_2=R_1, окончательно получим:

$$\eta_{13}^{(2)} = 0,5K_\alpha. \quad (7)$$

Можно выразить из уравнения (2) зависимость сил P_1 и P_3. При второй кинематической схеме:

$$\eta_{13}^{(2)} = \frac{M_3\omega_3}{M_1\omega_1} = \frac{\sin(\alpha_3 - \phi)\cos(\alpha_1 + 2\phi)}{\sin(\alpha_1 + \phi)\cos(\alpha_3 - 2\phi)}. \quad (8)$$

Для кинематических схем №5 и №6, силовой многоугольник представлен на рис. 3. Теорема синусов запишется:

$$\frac{P_1}{\cos(\alpha_3 + 2\phi)} = \frac{P_3}{\cos(\alpha_1 - 2\phi)} = \frac{P_2}{\sin(\alpha_1 + \alpha_3)}. \quad (9)$$

Тогда КПД для кинематических схем №5 №6 соответственно:

$$\eta_{31}^{(2)} = \frac{M_1\omega_1}{M_3\omega_3} = \frac{1}{u} \cdot \frac{P_1 \sin(\alpha_1 - \phi)}{P_3 \sin(\alpha_3 + \phi)} = \frac{1}{u} \cdot \left(\frac{\cos(\alpha_3 + 2\phi) \cdot \sin(\alpha_1 - \phi)}{\cos(\alpha_1 - 2\phi) \cdot \sin(\alpha_3 + \phi)} \right). \quad (10)$$

$$\eta_{32}^{(1)} = \frac{M_2\omega_2}{M_3\omega_3} = \frac{1}{u} \cdot \frac{P_2 \cos\phi}{P_3 \sin(\alpha_3 + \phi)} = \frac{1}{u} \cdot \left(\frac{\sin(\alpha_1 + \alpha_3) \cdot \cos\phi}{\cos(\alpha_1 - 2\phi) \cdot \sin(\alpha_3 + \phi)} \right). \quad (11)$$

Для кинематической схемы №3 силовой треугольник определяется схемой, изображенной на рис.3.

$$\eta_{21}^{(3)} = \frac{1}{u} \cdot \left(\frac{\cos(\alpha_3 + 2\phi) \cdot \sin(\alpha_1 - \phi)}{\cos\phi \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_3)} \right). \quad (12)$$

Для кинематической схемы №4 силовой треугольник определяется схемой, изображенной на рис.2.

$$\eta_{23}^{(1)} = \frac{1}{u} \cdot \left(\frac{\cos(\alpha_1 + 2\phi) \cdot \sin(\alpha_3 - \phi)}{\cos\phi \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_3)} \right). \qquad (13)$$

Для других кинематических схем ЭШП выражения для определения мгновенного КПД приведены в табл.1.

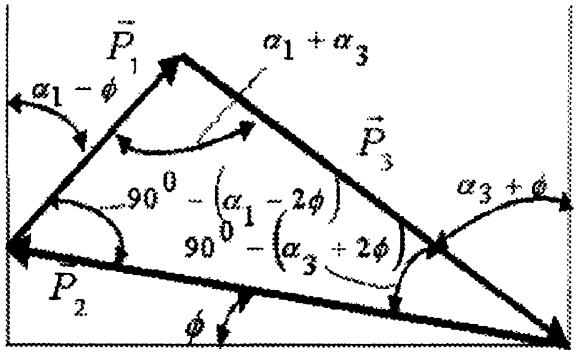


Рис. 3. Силовой многоугольник для 5-ой и 6-ой кинематических схем

В табл.1 приведены значения мгновенного значения КПД эллипсной планетарной передачи для различных кинематических схем при различных функциональных назначениях внутреннего кулачка 1, вала с пазами 2 и наружного кулачка 3. Угол трения определяется:

$$\phi = arctg(f), \qquad (14)$$

Важным преимуществом ЭШП является то, что при равенстве амплитуд двух сопрягаемых кривых, передаточное отношение остается постоянным за цикл зацепления и не зависит от углов α_1 и α_3. В этом случае, в выражениях для определения передаточных отношений выражения $tg\alpha_1$ и $tg\alpha_3$ можно заменить числом эллипсов (периодов), размещенных на средней линии внутреннего и наружного кулачков, Z_1 и Z_3 соответственно. При прохождении шарика по рабочей поверхности любого кулачка, угол подъема периодически изменяется от нуля до некоторого максимального значения, и вновь до нуля. При однопериодном исполнении обоих кулачков ЭШП, зависимость мгновенного КПД передачи будет носить такой же характер. Для многопериодных ЭШП коэффициент перекрытия передачи отличен от единицы и для определения среднего

значения КПД ЭШП целесообразно использовать усредненное значение угла наклона кривых α_{icp}.

$$\alpha_{icp} = arctg\left(\frac{2AZ_i}{\pi R}\right), \qquad (15)$$

где индекс i=1(3) характеризует принадлежность подставляемого параметра внутреннему либо наружному кулачку соответственно; А — амплитуда кривых.

Таблица 1

Выражения для определения передаточных отношений и мгновенного КПД ЭШП

Номер кинематической схемы	Ведущее звено	Ведомое звено	Остановленное звено	Выражения, для определения передаточного отношения ЭШП, u	Выражения для определения мгновенного КПД зацепления
1	1	2	3	$u = 1 + \frac{tg\alpha_3}{tg\alpha_1}$	$\frac{\sin(\alpha_1+\alpha_3)\cos\phi}{u\sin(\alpha_1+\phi)\cos(\alpha_3-2\phi)}$
2	1	3	2	$u = -\frac{tg\alpha_3}{tg\alpha_1}$	$\frac{\sin(\alpha_3-\phi)\cos(\alpha_1+2\phi)}{u\sin(\alpha_1+\phi)\cos(\alpha_3-2\phi)}$
3	2	1	3	$u = \frac{tg\alpha_1}{tg\alpha_1+tg\alpha_3}$	$\frac{\sin(\alpha_1-\phi)\cos(\alpha_3+2\phi)}{u\cos\phi\sin(\alpha_1+\alpha_3)}$
4	2	3	1	$u = \frac{tg\alpha_3}{tg\alpha_3+tg\alpha_1}$	$\frac{\sin(\alpha_3-\phi)\cos(\alpha_1+2\phi)}{u\cos\phi\sin(\alpha_1+\alpha_3)}$
5	3	1	2	$u = -\frac{tg\alpha_1}{tg\alpha_3}$	$\frac{\sin(\alpha_1+\phi)\cos(\alpha_3-2\phi)}{u\sin(\alpha_3-\phi)\cos(\alpha_1+2\phi)}$
6	3	2	1	$u = 1 + \frac{tg\alpha_1}{tg\alpha_3}$	$\frac{\sin(\alpha_1+\alpha_3)\cos\phi}{u\sin(\alpha_3-\phi)\cos(\alpha_1+2\phi)}$

Анализ зависимостей, приведенных в табл.1 показал, что минимальные потери в эллипсном шариковом зацеплении наблюдаются при любой кинематической схеме при выполнении условия:

$$\alpha_1 + \alpha_3 = 70°. \qquad (16)$$

Техническое решение, предусматривающее составной внутренний кулачок (рис. 1), позволило увеличить нагрузочную способность передачи вдвое.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лустенков М.Е. Эллипсоидные шариковые передачи: недостатки и преимущества // Приводная техника. — 2003. — №3(43). — С.20–22. 2. Лустенков М.Е. Ключ для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ // Автомобильная промышленность. — 2003. — №5. — С.24–25. 3. Скойбеда А.Т. Детали машин и основы конструирования: Учеб. / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик; Под общ. ред. А.Т.Скойбеды. — Мн.: Высш. шк., 2000. — 584 с.

УДК 621.941

М.Л. Протасеня, Л.В. Ларченков

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ МАТЕРИАЛЬНОЙ ТОЧКИ ПО КОНУСУ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Прямой усеченный круговой конус (рис. 1) высотой **H** и радиусами оснований: нижнего — **r** и верхнего — **R** развернем в плоскость, проходящую через образующую **AB**, которая представляет из себя сектор **OBB′**, дуга **BB′**, которого является длиной окружности **2πR**. Радиус сектора — **OB**, центральный угол — $\gamma = 2\pi R/OA$.

Из точки **A** построим спираль Архимеда и снова свернем сектор в конус. Получим на поверхности конуса винтовую линияю. Расстояние **AB=L** между двумя точками винтовой линии, расположенными на пересечении ее с этой образующей, — шаг винтовой линии. Отношение $L/2\pi = p$ — **параметр** винтовой линии.

Из этого определения следует, что расстояние **S** между проекциями точек **M** и M_1 винтовой линии на горизонтальной плоскости xo_1y пропорционально углу **ωt** между радиусами, проведенными через точки проекций и точку o_1, а также отношение **S** к **ωt** равно параметру винтовой линии:

$S/\omega t = p = L/2\pi$. Проекции точек винтовой линии на горизонтальную плоскость также образуют спираль Архимеда. При движении точки за каждый последующий относительно малый промежуток времени **Δt** длина пройденного пути становится больше.

Траекторию движения точки можно записать в виде уравнений:

$x = \rho_i \cos \omega t; \quad y = \rho_i \sin \omega t; \quad z = p\omega t,$

где ρ_i — переменный радиус окружностей при изменении времени t; t — текущая координата времени.

Постоянными величинами являются только ρ и ω.

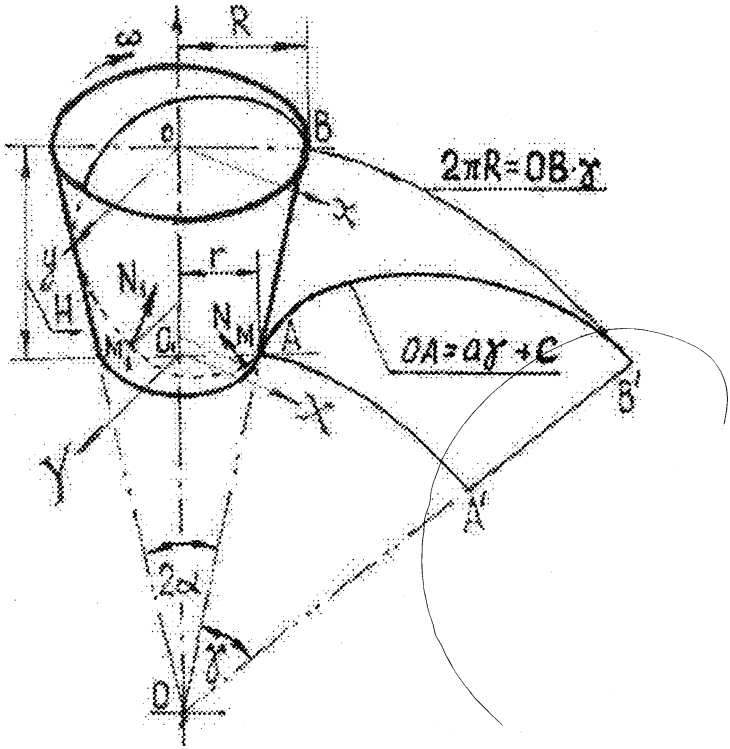


Рис. 1.

Возводя почленно первые два уравнения в квадрат и складывая, получим: $x^2 + y^2 = \rho_i^2$. Так как величина ρ_i является пременной, то траектория движения точки лежит на круговом конусе, ось его совпадает с осью oZ.

Найдем проекции скорости и ускорения точек. Дифференцируя уравнения движения по времени, получим: $v_x = -\rho_i\omega \sin \omega t$; $v_y = \rho_i\omega \cos \omega t$; $v_z = \omega p$. Скорость движения точки выразится как $v = (v_x^2 + v_y^2 + v_z^2)^{0,5} = \omega(\rho_i^2 + p^2)^{0,5}$.

Дифференцируя составляющие уравнений скорости по времени, получим значения ускорений: $a_x = -\rho_i\omega^2 \cos \omega t$; $a_y = -\rho_i\omega^2 \sin \omega t$; $a_z = 0$. Откуда ускорение точки будет: $a = (a_x^2 + a_y^2)^{0,5} = \rho_i\omega^2$.

Скорость точки направлена по касательной к траектории движения ее по конической поверхности. При каждом обороте угол наклона касательной к оси конуса увеличивается. На рис.2 представлен график изменения угла наклона касательной (скорости) в зависимости от оборотов. Но т.к. скорость точки изменяется еще по модулю, то ее касательное ускорение не может быть равным нулю, поэтому определим только мгновенные скорости в средней части конуса и в крайних точках **A** и **B**. На материальную точку действуют: сила тяжести **F** и нормальная сила реакции внутренней поверхности конуса **N**. Исходя из этих условий находим:

$$\mathbf{r} = \mathbf{v}_r^2\,\mathrm{tg}\alpha/\mathbf{g} \quad \text{и} \quad \mathbf{R} = \mathbf{v}_R^2\,\mathrm{tg}\alpha/\mathbf{g},$$

откуда находим скорости движения

$$\mathbf{v}_r^2 = \mathbf{gr}/\mathrm{tg}\alpha \quad \text{и} \quad \mathbf{v}_R^2 = \mathbf{gR}/\mathrm{tg}\alpha.$$

В данном случае точка движется принудительно и за один оборот (шаг) скорость точки возрастет за счет увеличения радиуса.

Для решения задачи примем $\rho_i = \rho_{ср} = 1/2(R+\rho)$, тогда модуль скорости можно выразить через среднее значение радиуса и будет иметь мгновенное значение: $v_{ср} = \omega(\rho_{ср}^2+p^2)$. В этом случае полное ускорение, равное по модулю $a = \rho_{ср}\omega^2$, будет только нормальным ускорением, определяемым по формуле: $a = a_n = v_{ср}/\rho_т$, где $\rho_т$ — радиус кривизны винтовой линии. И он определяется $\rho_т = v_{ср}/a_n = \omega^2(\rho_{ср}^2+p^2)/\rho_{ср}\omega^2 = \rho_{ср}+p^2/\rho_{ср}$.

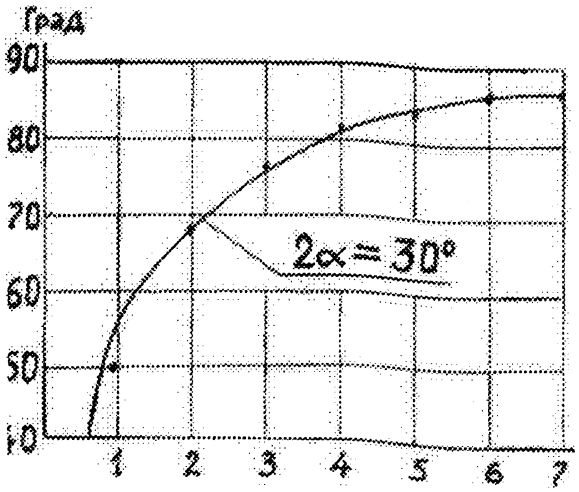


Рис. 2.

Теперь определим реакции в средней части конуса и крайних точках:

$$N_{ср} = ma_n = mv_{ср}^2/\rho_т = m[\omega^2(\rho_{ср}^2+p^2)\rho_{ср}]/(\rho_{ср}^2+p^2) = m\rho_{ср}\omega^2 = 1/2(R+r)m\omega^2;$$

$$N_R = m\omega^2(r+2Htga)\ ;\quad N_r = mr\omega^2.$$

Из анализа этих формул следует, что существует прямая пропорциональная зависимость нормальных сил от изменения радиуса, если силы трения не являются движущими.

Если же имеем дело с телом переменной массы движущейся за счет сил трения, траектория такого движения будет иметь другой вид. К числу проблем современной механики относятся задачи теории колебаний, динамики твердого тела, теории устойчивости движения, а также механики тел переменной массы.

Во всех областях механики все большее значение приобретают задачи, в которых вместо **детерминированных,** т.е. заранее известных величин, например, действующих сил или законов движения отделных частей. приходится рассматривать **вероятностные** величины, т.е. величины для которых известна лишь вероятность того, что они могут иметь те или иные значения или их не иметь.

К числу вероятностных величин относится **сплошная изменяемая среда.** Это понятие применимо, когда при изучении движения изменяемой среды (жидкость или псевдожидкость) можно пренебречь мелекулярной структурой среды. К этой задаче не применимы известные принципы Д′ Аламбера, Д′ Аламбера — Лагранжа и уравнения Лагранжа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бать М.И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах. Учебное пособие для ВТУзов. В 3-х т. Т.!!., динамика — М., Наука, 1991, — 640с. 2. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. — М., Высшая школа, 2001, — 380с. 3. Погорелов А.В. Дифференциальная геометрия. — М., Наука, 1969, — 298с.

УДК 629.463.3

А.В. Путято

ВЛИЯНИЕ НАТЯЖЕНИЯ СТЯЖНЫХ ХОМУТОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ЦИСТЕРНЫ НА НАПРЯЖЕНИЯ В ОБЛАСТЯХ КРЕПЛЕНИЯ КОТЛА К РАМЕ

Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь

К часто встречающимся повреждениям железнодорожных цистерн относятся ослабление стяжных хомутов, предназначенных для предотвращения вертикального смещения котла относительно рамы при его консольном опирании на деревянные бруски. Ослабление или отрыв хомутов могут быть вызваны различными причинами, среди которых изменение влажности деревянных брусков, разница вертикальных частот подпрыгивания и галопирования, а также боковых колебаний рамы и котла. Эта неисправность может являться одной из причин часто встречающегося возникновения трещин в местах крепления котла к раме в средней части, а также ослабления болтов фасонных лап.

В связи с этим была поставлена задача по определению влияния ослабления стяжного хомута на напряженно-деформированное состояния (НДС) элементов крепления котла к раме с учетом перетекания перевозимой жидкости в котле.

Для определения НДС была использована уточненная конечно-элементная модель нефтеналивной цистерны модели 15–1443, создание которой описано в работе [1]. При приложении давления от перевозимого жидкого груза применялась методика, предложенная в работе [2], которая позволяет учитывать физические свойства перевозимой жидкости, уровень налива и кинематические параметры движения груза в котле цистерны.

Рассматривался удар железнодорожной цистерны с различным уровнем налива о неподвижно стоящий вагон. При моделировании учитывались следующие кинематические и силовые параметры:

— ограничение вертикального и поперечного смещения в области подпятника;

— наложение продольного ограничения перемещения по одному из упоров автосцепного устройства;

— продольная сила, эквивалентная удару в 3,5 МН ко второму упору автосцепки;

— распределение давления жидкости на внутреннюю поверхность котла цистерны;

— вес вагона;

— силы инерции вагона.

Проведенные многовариантные расчеты при изменении уровня налива котла и степени натяжения стяжных хомутов показали, что во всех случаях максимальные напряжения были получены в узлах на внешних концах крепления лап к котлу и раме.

Для учета различной степени ослабления стяжного хомута сначала был произведен расчет при его отсутствии на одной из сторон. Расчет при отсутствии стяжных хомутов показал, что в разгружаемой консоли происходит отрыв оболочки котла. Найдя максимальное вертикальное смещение котла на ослабленной стороне, произведены расчеты НДС элементов конструкции цистерны с различной степенью ослабления стяжных хомутов.

Определено, что по мере ослабления хомутов эквивалентные напряжения в местах крепления лапы к котлу изменяются не столь интенсивно по сравнению с креплением к хребтовой балке. Следует также отметить, что при рассмотренных уровнях налива (15%, 45%, 60%, 80% и 98%) напряжения в узлах, расположенных со стороны столкновения, уменьшаются. Напряженное состояние мест крепления лап, расположенных со стороны противоположной удару, возрастают по мере ослабления хомутов и имеют максимальное значение при их отсутствии (увеличение напряжений при полном наливе составляет 60 %).

Анализируя изменение напряженного состояния броневого листа в зоне нагруженной консольной опоры от степени ослабления стяжных хомутов, наблюдается незначительный рост напряжений практически на всем диапазоне налива котла (до 1 %).

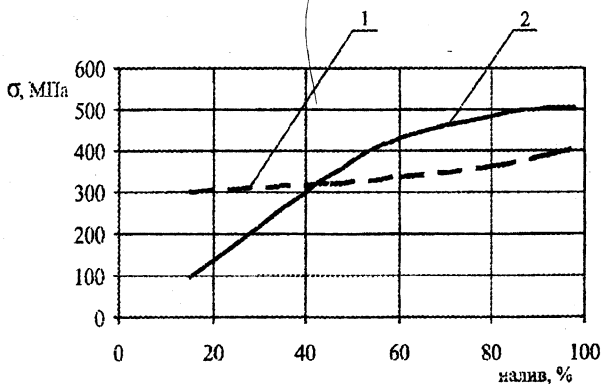


Рис. 1. Графики изменения эквивалентных напряжений в области крепления фасонной лапы к хребтовой балке при отсутствии стяжных хомутов

В связи с этим, определенный интерес представляют зависимости эквивалентных напряжений от уровня налива котла при отсутствии стяжного хомута на разгружаемой опорной консоли, которые представлены на рис. 1 и 2.

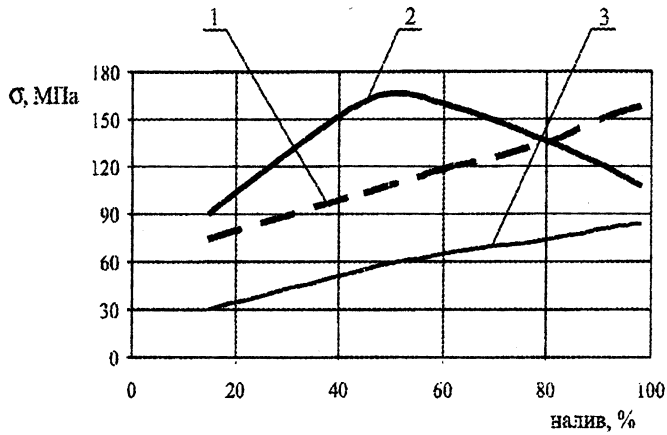


Рис. 2. Графики изменения эквивалентных напряжений в области крепления фасонной лапы к котлу и в броневом листе нагруженной консольной опоры при отсутствии стяжных хомутов

В целом, из представленных графиков видно, что при отсутствии стяжных хомутов на разгружаемой опоре происходит существенное увеличение напряжений в местах крепления котла к раме в средней части по мере заполнения котла цистерны жидким грузом. Следует отметить, что наиболее интенсивный рост напряжений наблюдается в рассматриваемых зонах расположенных на стороне противоположной ударной (графики 2). Самая неблагоприятная ситуация по напряженному состоянию возникает при полном наливе котла, за исключением места соединения лапы и котла в зоне, расположенной с противоположной от удара стороны (график 2 рис. 2), где явно прослеживается экстремум на 50–60 % налива котла цистерны. Увеличение напряжений в 2,5 раза с увеличением уровня налива получено в броневом листе нагруженной опоры (график 3 рис. 2), в 2 раза в местах крепления лап к котлу, расположенных с ударной стороны (график 1 рис. 2). В первых двух случаях напряжения не достигают допускаемых значений. В то же время графики 1 и 2 на рис. 1 показывают, что в узлах крепления лап к хребтовой балке, как с ударной стороны, так и противоположной удару, соответственно, напряжения значительно превышают допускаемые значения.

Также следует отметить, не смотря на то что в области крепления фасонных лап к котлу получены напряжения не превышающие допускаемые значения, на практике зафиксировано появление трещин в этой зоне. Эту неисправность можно объяснить образованием трещин в сварном шве. Не исключено также, что появление трещины в рассматриваемой области носит усталостный характер.

Аналогичные расчеты были проведены при рассмотрении удара на участке радиусом 250 м. Особенностью нагружения расчетной схемы является ее несимметричность относительно продольной вертикальной плоскости вследствие учета при приложении давления жидкости на внутреннюю поверхность котла ее относительного перетекания. Расчеты проводились в случае отсутствия одного их стяжных хомутов, как наиболее неблагоприятного. Были получены идентичные зависимости, но с некоторым ростом напряжений в отдельных зонах крепления.

Произведя сравнительный анализ НДС областей крепления котла к раме при рассмотрении прямого и криволинейного участка пути, были получены графики, отражающие изменение напряжений (Δ_σ) в кривой относительно прямой, представленные на рис. 3.

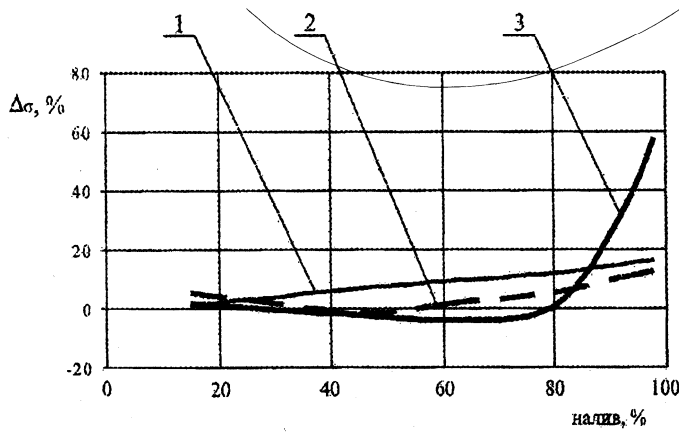


Рис. 3. Изменение напряжений в областях крепления котла к раме в кривой по отношению к прямому участку пути при отсутствии стяжных хомутов

Анализируя зависимости, представленные на рисунке 3 можно сделать вывод, что при рассмотрении криволинейного участка пути ситуация по напряжениям усугубляется в местах крепления лап со стороны разгружаемой опоры. Увеличение напряжений в узлах крепления к хребтовой балке дости

гает 15 % (график 2), а в зоне крепления лап к котлу — 60 % (график 3). Также наблюдается увеличение напряжений в нижнем листе котла нагруженной опоры на 18 % (график 1).

Подтверждением справедливости полученных результатов могут служить статистические данные, собранные работниками ОНИЛ «ТТОРЕПС» о состоянии вагонов-цистерн [3], которые показывают частое появление трещин в местах среднего крепления котла к раме, причем их появление характерно для внешней стороны ближайшей к консольной опоре.

Проведенный анализ напряженного состояния областей крепления котла к раме и стяжных хомутов может быть использован при проведении работ по модернизации узлов конструкции вагонов-цистерн.

ЛИТЕРАТУРА

1. Путято А. В. Конечноэлементное моделирование железнодорожной цистерны с использованием программного комплекса ANSYS/ /Сборник материалов III международной межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и магистрантов. 24–25 апреля 2003 года. — Гомель: Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2003. — С. 25–28. 2. Сенько В. И., Шимановский А. О., Путято А. В. Расчетная схема приложения силовых факторов к конструкции цистерны при ее движении в кривой//Труды научно-практической конференции «Безопасность движения поездов». — М.: МИИТ, 2003. — С. IV–79–IV–80. 3. Сенько В.И., Пастухов И.Ф., Чернин И.Л., Бычск И.С. К вопросу восстановления нефтеналивных цистерн на Белорусской железной дороге//II научно-техническая конференция «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». — Санкт-Петербург, 2001.— С. 126–128.

УДК 629.4.027.2

В.И. Сенько, И.Ф. Пастухов, М.И. Пастухов

ПУТИ ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ И ПРОДЛЕНИЯ СРОКА СЛУЖБЫ ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ ТЕЛЕЖЕК МОДЕЛИ 18-100 ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь

Литые детали (боковые рамы и надрессорные балки) тележек грузовых вагонов относятся к деталям, надежность которых определяет безопасность движения поездов. Они работают в жестком динамическом режиме нагружения и при определенных неблагоприятных сочетаниях нагрузок и дефектов литья могут разрушаться и выходить из строя уже на первых годах эксплуатации.

В настоящее время в работе находится три поколения литых деталей: первое — постройки 1956–1973 гг., изготовленных из углеродистой стали 20Л ГОСТ 977, второе — постройки 1974–2000 гг., изготовленных из низколегированных сталей марок 20ГЛ, 20ГФЛ, 20ГТЛ и 20ФЛ ГОСТ 977 и третье — постройки с 2001 г, изготовленных из низколегированной стали 20ХГНФТЛ ОСТ 32.183–2001. Для каждого из них установлены свои назначенные сроки службы: 30 лет (ГОСТ 9246-79), 32 и 35 лет (ОСТ 32.183-2001). Естественно, детали, изготовленные из различных марок сталей, обладают различным потенциалом прочности и различным техническим ресурсом.

Однако ресурс детали и назначенный срок службы определяются не только прочностными характеристиками материала и детали, но и обеспечением в процессе производства качества литья. Сложные по конфигурации и массивные по материалоемкости рамы и надрессорные балки невозможно изготовить без литейных дефектов (шлаковых раковин, горячих и усадочных трещин и др.). Поэтому в эксплуатации наблюдаются случаи, когда одни детали разрушаются через 2 года работы, а другие не разрушаются и через 45 лет. Все зависит от того, в какую зону по уровню напряжений попали литейные дефекты. Для анализа технического состояния литых деталей авторами собран и обобщен накопленный материал об их эксплуатационных повреждениях за период с 1968 по 1988 гг. [1], произведена оценка их напряженного состояния на эксплуатационные режимы нагружения и собран и обработан материал по неразрушающему контролю деталей на предприятиях Белорусской железной дороги при плановых ремонтах вагонов за период с 1997 по 2003 гг. Весь полученный материал сведен в единое целое и анализ его сделан во взаимосвязи.

Материал об эксплуатационных повреждениях получен по результатам обследования 3,77 млн. надрессорных балок и 1,84 млн. боковых рам, который позволил выявить зоны повреждения деталей и вероятность появления в них усталостных трещин. Установлено, что вероятность появления усталостных трещин в эксплуатации в боковых рамах составляет 0,0027, а в надрессорных балках — 0,0138, из которых угрожающими безопасности движения поездов (по зонам 2 и 7) — 0,000373. Нормируемая величина вероятности отказа литых деталей тележек грузовых вагонов за гарантийный срок эксплуатации 8 лет составляет $Q(t = 8) = =0{,}02$. В выборке обследованных литых деталей по генеральной совокупности эксплуатационного парка вагонов, оказались детали со сроком службы от 2,5 до 28 лет. То есть фактическая вероятность отказов деталей в эксплуатации значительно ниже нормируемой, что свидетельствует о наличии резерва технического ресурса или срока службы против установленного. Очевидно, если обеспечить при плановых ремонтах вагонов качественный контроль за литыми деталями, то вероятность отказов деталей уменьшится еще более и срок службы литых деталей может быть увеличен. Для этого был собран материал о дефектоскопировании литых деталей в Витебском депо с помощью феррозондового контроля (ДФ 201.1). Получен и обработан материал по 19465 бокоых рам и 9613 надрессорных балок. На рис. 1 и 2 представлены наложенные гистограммы эксплуатационных повреждений и выбракованных деталей по результатам диагностирования. Из приведенных рисунков следует, что зоны распределения эксплуатационных трещин по деталям и дефектов при диагностировании полностью совпадают. При этом частость выявления дефектов при диагностировании по большинству зон выше, чем частость возникновения трещин в эксплуатации. Это говорит о том, что появление трещин в деталях может предупреждаться при качественном их диагностировании во время плановых ремонтов вагонов, а безопасность движения поездов в эксплуатации повышаться.

Из рис.1 также следует, что по боковым рамам удельный вес трещин в эксплуатации в зонах 1 и 5 значительно превышает доли деталей, выбраковываемых при диагностировании в депо. Это говорит о том, что доминирующей причиной разрушения деталей в эксплуатации по зонам 1 и 5 является не попадание в них литейных дефектов, а уровень напряжений от эксплуатационных нагрузок. Тогда как по остальным зонам, наоборот, дефекты литья при диагностировании превуалируют над долей, изъятых из эксплуатации по усталостным трещинам. То есть доминирующей причиной разрушения рам по зонам 2, 3, 4, 6, 7, 8 и 9 является концентрация по ним литейных дефектов.

В надрессорных балках участками, где превуалируют эксплуатационные повреждения над появлением литейных дефектов, являются зоны 5, 6, 10 и 11 (схема размещения зон на деталях показана на рис. 1 [2]).

Учитывая то, что за истекший период (1956 ... 2003 гг.) прошло три поколения литых деталей, представляло большую ценность получение информации о распределении их по годам постройки, заводам изготовителям и маркам сталей.

На рис. 3 приведено распределение деталей по годам постройки, выявленное при диагностировании. Из него следует, что в эксплуатации основная масса боковых рам и надрессорных балок приходится на 1974 ... 1990 года постройки, изготовленных из низколегированных сталей. Важным фактором является распределение литых деталей по маркам сталей. Анализ этого материала показал, что в эксплуатации в основном находятся литые детали, изготовленные из двух низколегированных сталей: марок 20ГЛ и 20Г1ФЛ с механическими характеристиками соответственно $\sigma_т$ = 343 МПа и $\sigma_т$ = 294 МПа и усталостной прочностью σ_{-1} = 215 МПа и σ_{-1} = 200 МПа. Удельный вес деталей, изготовленных из углеродистой стали 20Л $\sigma_т$ = 216 МПа и σ_{-1} = 165 МПа, составляет 7,0 %. Это говорит о том, что все прогнозы по оценкам остаточного ресурса литых деталей должны сосредотачиваться на деталях, изготовленных из низколегированных сталей 20ГЛ и 20Г1ФЛ.

Для выяснения связи разрушения литых деталей в эксплуатации, с появлением в них литейных дефектов и законам распределения напряжений по зонам деталей, выполнены расчеты на прочность боковой рамы и надрессорной балки на I и III режимы нагружения на осевую нагрузку P_o = 230,5 кН (23,5 тс). Величины расчетных сил на раму при I режиме нагружения составили: продольная — 89,3 кН (8,99 тс) и вертикальная — 328 кН (32,8 тс). Соответственно расчетные силы надрессорной балки равны: продольная — 331,5 кН (33,15 тс) и вертикальная — 476,5 кН (47,65 тс).

По III режиму нагружения расчетная сила рамы составила 379,88 кН (37,98 тс), а расчетная сила надрессорной балки — 621 кН (62,1 тс).

Величины напряжений по зонам разрушения боковых рам и надрессорных балок тележек приведены в табл. 1.

Анализ результатов расчета на прочность рамы показал, что при I режиме нагружения в зонах 1 и 5 напряжения превышают допускаемые (для стали 20Л равные 183 МПа) соответственно в 1,87 и 1,63 раза. И как результат вероятность разрушения по ним наиболее высокая. От общей доли (1) она составляет соответственно 0,32 и 0,393, а от генеральной совокупности в

эксплуатационном парке (0,0027) — 0,000864 и 0,001061. То есть в этих зонах могут возникать усталостные трещины даже без попадания в них литейных дефектов. Вместе с тем, несмотря на высокие напряжения в зонах 1 и 5 вероятность разрушения рам в эксплуатации (0,0027) все же не выходит за пределы нормируемой величины 0,02. Это объясняется тем, что экстремальные нагрузки при соударении вагонов, достигающие 3,5 МН, имеют крайне низкую вероятность (0,0008 [3]). Во всех остальных зонах при любых режимах эксплуатации трещины возникать не могут, если в них не попадают литейные дефекты.

При III режиме эксплуатации в раме напряжения не превышают 0,75 [σ] ([σ] = 130 МПа — допускаемые напряжения при III режиме нагружения).

В надрессорных балках как при I, так и при III режимах нагружения напряжения во всех зонах не превышают допускаемых. Однако трещины в них в целом возникают с большой вероятностью (0,0138), чем в рамах. Наибольшая доля их приходится на верхний пояс и, в частности, на подпятниковый узел (зоны 3, 5 и 11), что связано с потерей несущей способности его в связи со спецификой условий работы. А именно, 95 процентов движения вагона связано с перевалкой кузова вдоль своей оси, что приводит к циклическому знакопеременному нагружению подпятникового узла и в сочетании с интенсивным его износом, наступает снижение прочности, сопровождающееся появлением трещин. Однако трещины по верхнему поясу не приводят к разрушению балки. Опасность представляют трещины по нижнему поясу (зоны 2 и 7). И хотя в нем величины напряжений ниже допускаемых, разрушения все же там происходят вследствие попадания в них литейных дефектов. Поэтому основной задачей современного ремонтного производства является обеспечение 100-процентного диагностирования литых деталей тележек при их ремонте и предупреждение возможных эксплуатационных повреждений.

Всесторонние исследования авторов [2, 4] и ВНИИЖТа РФ [1, 5] по затронутой проблеме позволили оценить остаточный ресурс деталей первого поколения после 30 лет эксплуатации и продлить срок службы их до 36 лет. На очереди стоит задача об обосновании остаточного ресурса литых деталей, изготовленных из низколегированных сталей 20ГЛ, 20ФЛ, 20ГФЛ и 20ГТЛ, и продлении их срока службы с 32 до 40 лет. Основанием для такого заключения является то, что:

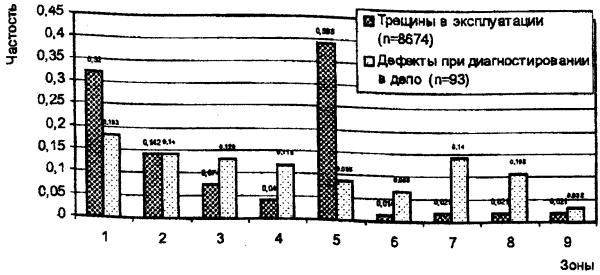


Рис. 1. Гистограмма распределения трещин (дефектов) по зонам боковой рамы в эксплуатации и при диагнострировании

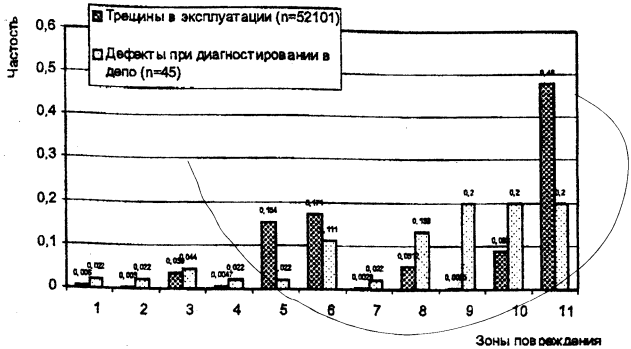


Рис. 2. Гистограмма распределения трещин (дефектов) по зонам надрессорной балки в эксплуатации и при диагнострировании

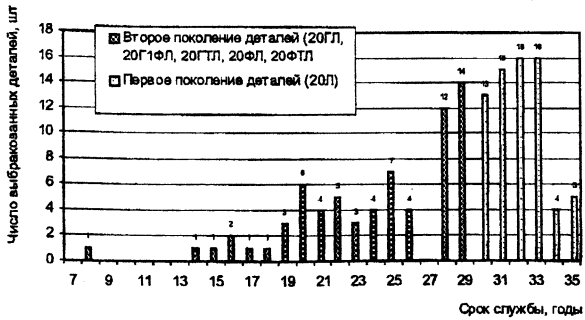


Рис. 3. Зависимость числа выбракованных боковых рам и надресоорных балок от срока службы

1. Литые детали обладают достаточным потенциалом по несущей способности для безопасной эксплуатации вагонов. Вероятность появления в них усталостных трещин в эксплуатации составляет: 0,0027 — боковых рам и 0,000373 — надрессорных балок (по нижнему поясу).

Таблица 1

Распределение напряжений и дефектов в литых деталях по зонам эксплуатационных повреждений

Наименование деталей и контрольных зон	Коды зон эксплуатационных повреждений	Величины напряжений σ, МПа при режиме нагружения		Вероятность		
		I	III	появления литых дефектов в зоне от их общего количества	разрушения деталей в эксплуатации по зонам от их общего количества	разрушения деталей от находящихся в эксплуатации
Боковая рама:						
– наружный угол буксового проема	1	**343**	4,7	**0,183**	**0,32**	**0,000864**
– внутренний угол буксового проема	2	108	81	**0,140**	**0,142**	0,0003834
– нижний угол рессорного проема	3	85	98	0,129	0,074	0,0001998
– верхний угол рессорного проема	4	25	40	0,118	0,036	0,000108
– горизонтальный пояс над буксой	5	**300**	53	0,086	0,393	**0,001061**
– верхний пояс рессорного проема	6	16	37	0,065	0,014	0,000037
– верхний наклонный пояс	7, 8, 9	37	63	**0,279**	0,021	0,000056
Всего:	–	–	–	1,0	1,0	**0,0027**
Надрессорная балка:						
– верхний пояс	1, 4, 8	-70	-112	0,177	0,0619	0,000854
– зеркало подпятника	5	-167	-115	0,022	0,154	0,002125
– наружный бурт подпятника	3	–	–	0,044	0,036	0,000496
– внутренний бурт подпятника	11	–	–	0,200	0,480	0,006624
– колонка	10	134	-89	0,200	0,088	0,001214
– нижний пояс справа от технологического отверстия	7	176	117	0,022	0,0026	**0,000358**
- то же, но слева от технологического отверстия	2	149	114	0,022	0,0011	**0,000015**
– наклонная поверхность под клином	6, 9	38	39	0,313	0,1764	0,002434
Всего:	–	–	–	1,0	1,0	**0,0138**

2. Современные методы неразрушающего контроля литых деталей при плановых видах ремонта вагонов позволяют выявлять дефекты литья или появляющиеся в эксплуатации трещины с достаточно высокой вероятнос-

тью. При диагностировании выбраковка боковых рам составляет 0,00478, а надрессорных балок — 0,0046.

3. Усталостные характеристики низколегированных сталей 20ГЛ, 20ГФЛ и 20ГТЛ на 20–30 % выше, чем углеродистой стали 20Л.

ЛИТЕРАТУРА

1. Повышение надежности несущих деталей тележек /Сендеров Г. К., Ступин А.П., Власова Н. Н. — Серия: Вагоны и вагонное хозяйство. Ремонт вагонов.: Экспресс информация ЦНИИТЭП МПС, 1990, вып. 2. — С.1–8. 2. Пастухов М. И. Анализ статистического материала о неразрушающем контроле литых деталей тележек грузовых вагонов / Тезисы докладов международной конференции. Ч.1 — Проблемы и перспективы развития транспортных систем и строительного комплекса. Гомель, 2003. — С. 36–39. 3. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ГосНИИВ–ВНИИЖТ, 1996. — 319 с. 4. Отчет «Оценка остаточного ресурса боковых рам и надрессорных балок тележек 18-100». Гомель, 1999. — 55 с. 5. Отчет о НИР «Разработка методики диагностирования литых несущих деталей (надрессорных балок и боковых рам) тележек ЦНИИХЗ (18-100), проработавших более 30 лет и порядок продления срока их службы». ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 2000. — 88 с.

УДК 629.4.023.14

В.И. Сенько, А.В. Пигунов

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СТЕПЕНИ КОРРОЗИОННЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ НА НЕСУЩУЮ СПОСОБНОСТЬ КУЗОВОВ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ ПРИ ПЕРВОМ РАСЧЕТНОМ РЕЖИМЕ НАГРУЖЕНИЯ

Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь

Важнейшей составляющей частью вагона является кузов. Его физическим состоянием и ремонтопригодностью определяется срок службы вагона. Основным видом разрушения кузова, не считая аварий и пожаров, является коррозия металла. Поэтому для прогнозирования остаточного срока службы

вагона необходима информация о техническом состоянии кузова в зависимости от времени его работы.

Для исследования влияния степени коррозионных повреждений на несущую способность кузовов пассажирских вагонов была разработана методика прогнозирования технического состояния кузова пассажирского вагона за период жизненного цикла вагона. Она базируется на модели скоростей коррозионных повреждений для различных участков кузова, позволяющей смоделировать техническое состояние вагона на любой момент времени, и расчетной конечно-элементной модели кузова, дающей возможность с помощью метода конечных элементов оценить его остаточную несущую способность.

Блок-схема процесса моделирования состояния вагона представлена на рис. 1.

Последовательность выполения операций моделирования следующая.

1. Вводится исходная информация по расчетной конечно-элементной модели, по значениям скоростей коррозионных повреждений элементов кузова, по начальному текущему сроку службы вагона.

2. Проверяется, не истек ли установленный период моделирования T ($t \leq T$). Если текущий срок службы вагона t превысил величину T, то управление передается блоку 17.

3. Производится сравнение текущего срока службы t и срока службы антикоррозионного покрытия кузова $t_{АКП}$. Если $t > t_{АКП}$, то переход к блоку 4. Если нет — к блоку 6.

4. Текущий срок службы t сравнивается со сроком проведения капитального ремонта вагона $t_{КР}$. При выполнении равенства управление передается блоку 7, в противном случае — блоку 5.

5. Производится уменьшение толщины элементов кузова на величину коррозионных повреждений

$$d_t = d_0 - \left(t - t_{\text{АКП}}\right) \cdot V$$

6. Рассчитываются геометрические характеристики сечений элементов кузова.

7. Текущий срок службы t совпал со временем поступления поступления вагона в капитальный ремонт $t_{КР}$. Принимается решение о восстановлении или замене элементов металлоконструкции кузова в соответвии с правилами ремонта.

8. Изменяется толщина элементов кузова. Для элементов, которые в процессе ремонта восстанавливаются или заменяются, толщина увеличивается. Для остальных — уменьшается в результате коррозионнных повреждений.

9. Рассчитывается остаточный ресурс t_p основных элементов кузова

$$t_p = \frac{d_t - d_{\text{пред}}}{V}.$$

10. Производится оценка остаточной несущей способности (остаточной прочности и устойчивости) элементов кузова по МКЭ.

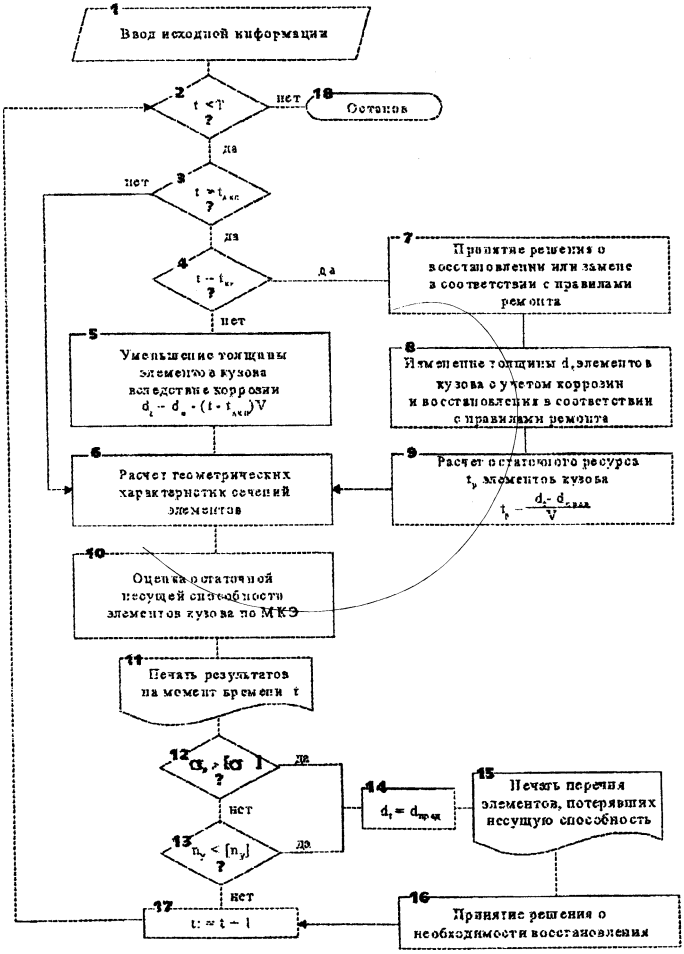


Рис. 1. Блок-схема процесса моделирования состояния кузова за период жизненного цикла вагона

11. Результаты расчетов выводятся на печать.

12. Расчетные напряжения $\sigma_э$ сравниваются с допускаемыми $[\sigma]$. Если условие прочности выполняется, то осуществляется переход к блоку 13.

13. Производится проверка устойчивости продольных элементов кузова. Если $n_y < [n_y]$, то условие устойчивости не выполняется и управление передается блоку 14. В противном случае — переход к блоку 16.

14. Фиксация предельной толщины $d_{пред}$ для элементов, потерявших несущую способность.

15. Выдача на печать перечня элементов, потерявших несущую способность на момент времени t.

16. При необходимости принимается решение о восстановлении или замене элементов, потерявших несущую способность.

17. Увеличивается на единицу текущий срок службы вагона, т.е. $t:=t+1$.

18 Текущий срок службы t превысил установленный для вагона срок службы T. Процесс моделирования прекращается.

Используя описанную выше методику прогнозирования технического состояния кузова вагона, было проведено исследование влияния степени коррозионных повреждений на несущую способность металлоконструкции кузова пассажирского некупейного вагона модели 61–425 при I-ом расчетном режиме нагружения.

Руководствуясь схемой коррозионных износов, основывающейся на нормативных значениях скоростей коррозионных повреждений и сроках службы антикоррозионных покрытий на различных участках конструкции, для каждого шага расчета производилось изменение толщины обшивки и подкрепляющих элементов кузова. Таким образом, моделировалось техническое состояние металлоконструкции кузова с учетом износов, соответствующих определенному сроку эксплуатации вагона.

Всего было проведено 12 шагов расчета.

На первых двух шагах расчета (срок эксплуатации 6 и 7 лет), учитывалось уменьшение за счет коррозионных износов толщины поперечных сечений элементов каркаса и обшивки боковой стены и настила пола (расположенных в зоне туалета). Максимальные напряжения по конструктивным группам не изменились, за исключением дверных стоек, гладких участков обшивки простенков боковой стены рабочей стороны и надоконных гофров этой же стены вагона. По первым двум группам наблюдается незначительное снижение величин максимальных напряжений, а по третьей — увеличение.

После разрушения антикоррозионного покрытия в консольных частях вагона, там начался процесс коррозионного износа. В результате этого (шаги расчета 3, 4, 5) произошло увеличение максимальных напряжений по всем

конструктивным группам, которые подверглись влиянию коррозии, а также по тем, которые остались не подверженными износу (хребтовая и шкворневая балки, торцовые стены). По многим группам произошло уменьшение значений максимальных напряжений. Сюда входят противоударные стойки, концевые балки, дуги крыши, гофрированная обшивка межоконных простенков и надоконного пояса боковой стены.

Параллельно прочностным расчетам проводились расчеты на устойчивость обшивки боковых стен. Как видно из рис. 2 после первых четырех шагов расчета коэффициент запаса устойчивости, несмотря на износ консольных частей вагона, незначительно возрастал. Это можно объяснить перераспределением напряжений в элементах боковой стены и даже снижением их максимального значения. После пятого шага расчета коэффициент запаса устойчивости обшивки боковой стены служебной стороны снизился до 0,87 и, следовательно, обшивка боковой стены в районе туалета потеряла устойчивость, то есть достигла предельного состояния.

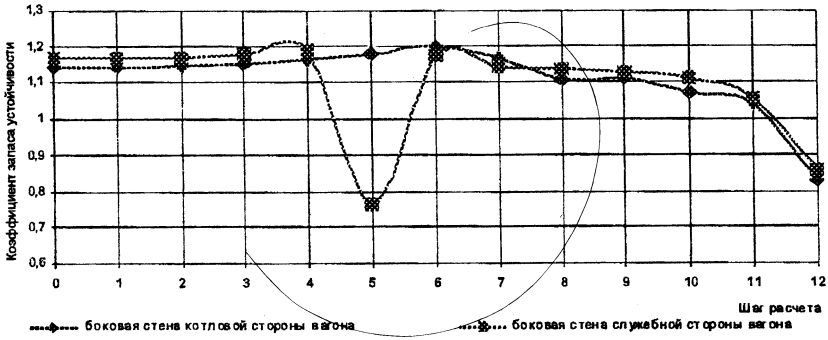


Рис. 2. Изменение коэффициента запаса устойчивости боковых стен

Расчет вагона с восстановленными консольными частями (6 шаг расчета) показал, что значения максимальных напряжений практически не изменились по сравнению с предыдущим шагом расчета. Незначительное увеличение напряженного состояния наблюдается в гофрированной обшивке межоконных простенков и в дверных стойках боковой стены служебной стороны, а уменьшение — на гладких участках обшивки подоконного пояса и в нижней обвязке этой же стены.

При дальнейших расчетах (7–12 шаги) процессу коррозионного износа подверглась средняя часть кузова вагона. С увеличением величин коррози-

онных износов происходило как увеличение, так и снижение максимальных напряжений в различных элементах, а в некоторых — напряженное состояние осталось неизменным.

Так, в нижних горизонтальных полках и в нижней части примыкающих к ним вертикальных стенок швеллеров хребтовой балки, а также в горизонтальном усиливающем листе, наблюдается рост максимальных напряжений при всех шагах расчета. В средней части вертикальных стенок швеллеров хребтовой балки напряженное состояние остается практически неизменным, а в верхних горизонтальных полках и верхней части вертикальных стенок — незначительно снижается.

По всем группам элементов шкворневых балок происходит снижение максимальных значений напряжений. В нижних обвязках боковых стен наблюдается устойчивый рост, а в концевых балках — стабильное напряженное состояние.

В гофрах металлического настила пола происходит наибольшее увеличение максимальных значений напряжений (около 50 МПа), одновременно в гладкой его части и в настиле пола в тамбурах — незначительное снижение.

Напряжения в элементах обоих боковых стен в основном возросли, за исключением гофрированной обшивки надоконного пояса, дверных стоек и гофров межоконных простенков.

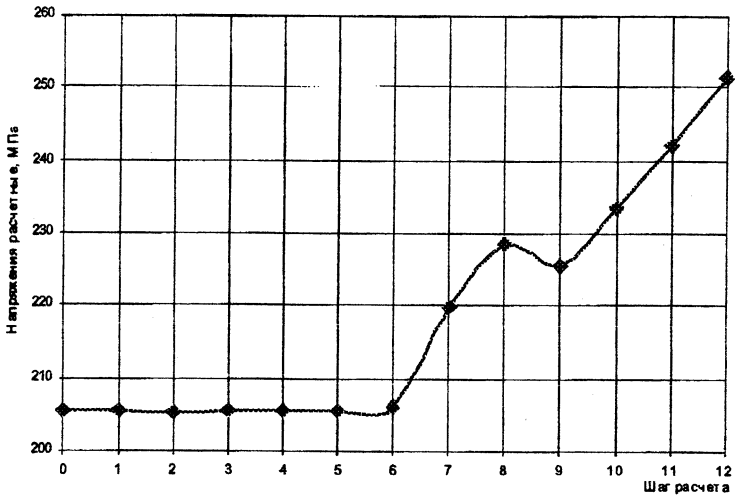


Рис. 3. Изменение значений максимальных напряжений в поперечных Z-образных балках настила пола

Максимальные напряжения снизились в дугах крыши, а в гофрированной обшивке остались неизменными.

После 8-го шага расчета напряжения превысили допускаемые в 4-х стойках боковых стен, которые находятся в зоне примыкания шкворневых балок, то есть они достигли предельного состояния по условию прочности. Напряженное состояние остальных элементов кузова по условию прочности находится в допускаемых приделах, а коэффициент запаса устойчивости обшивки боковых стен находится в пределах нормы.

По результатам проведения 12-го шага расчетные напряжения превысили допускаемые (250 МПа) в поперечных балках настила пола (рис. 3). При этом коэффициент запаса устойчивости обшивки боковых стен составил 0,85 (см. рис. 2), что ниже допускаемого значения. В результате мы получили состояние конструкции, при котором дальнейшая ее эксплуатация невозможна, так как элементы, подверженные коррозионному износу, достигли предельного состояния или по условию прочности, или по условию устойчивости. Величины износов, соответствующие данному шагу расчета, можно принимать в качестве предельно допустимых по элементам кузова вагона, включая предельные состояния элементов кузова, расположенных в зоне туалета, и стоек боковых стен кузова, которого они достигли после 5 и 7 шагов расчета.

Выполненные исследования по моделированию на ПЭВМ технического состояния кузовов пассажирских некупейных вагонов в зависимости от степени коррозионных повреждений позволили установить предельные значения толщин сечений основных элементов кузова, при которых теряется их несущая способность. Расчеты показали, что критерий максимального износа 30% нуждается в корректировке и должен быть не унифицированным, а дифференцированным для основных элементов кузова по критериям прочности и устойчивости. В частности, в результате проведенных экспериментов установлены предельные состояния наиболее подверженных коррозионному износу элементов, определяющих несущую способность кузова. Потеря несущей способности наступает при уменьшении площади поперечного сечения от 10 до 50%, по сравнению с исходной.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). — М.: ВНИИВ-ВНИИЖТ, 1983. — 260 с. 2. Сенько В. И., Пигунов А. В. Об оценке предельного состояния металлоконструкции пассажирского вагона // Трибофатика: Тр. Междунар. симпозиума по трибофатике.: В 2 т. / ТДТУ. — Тернополь, 2002. — Т. 2. — С. 567–570.

УДК 652 225.073.437 : 665.61.7 (476)

В.И. Сенько, И.Л. Чернин

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНТРОЛЯ СБОРКИ-СОЕДИНЕНИЙ БУКСОВЫХ ПОДШИПНИКОВ С ОСЯМИ КОЛЕСНЫХ ПАР ВАГОНОВ

Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь

Ремонт железнодорожного подвижного состава по фактическому техническому состоянию предусматривает проведение ремонтных работ после наработки установленных нормативов, при этом условии значительная часть вагонов будет находиться в эксплуатации между предусмотренными ремонтами больше времени, чем при планово-предупредительной системе. Поэтому, наряду с улучшением качества выполняемых ремонтов, необходимо повышение уровня технического диагностирования вагонов, всемерное совершенствование контроля сборочных единиц вагонных конструкций. Проведенные патентные исследования и обзор передового опыта эксплуатации подвижного состава железных дорог показывают возможные пути развития существующих и создания новых средств контроля и технического диагностирования для предотвращения отказов вагонов, последствием которых могут стать крушения, аварии и браки в эксплуатационной работе. На железных дорогах мира широко распространены устройства контроля перегрева буксовых узлов колесных пар; действуют системы комплексного анализа уровня безопасности вагонов, в которых особое внимание уделяется выявлению грения буксовых узлов, широко распространены устройства контроля с обработкой данных на ЭВМ, создаются комплексные системы технического диагностирования; разработана принципиально новая система, включающая современную диагностику и информационную технологию с програмным обеспечением для анализа и идентификации возможных неисправностей подвижного состава с выдачей решений по замене отдельных узлов и деталей.

Наряду с изложенным требуется всемерное улучшение систем контроля и диагностики ответственных сборочных единиц подвижного состава при изготовлении последнего и в ремонтном производстве, что позволит исключить отказы вагонов в эксплуатации из-за не выявленных своевременно (на стадиях изготовления и сборки, а также при ремонте) дефектов. Анализ неисправностей подвижного состава, вызвавших крушения и аварии [1], показывает, что по колесным парам грузовых вагонов наиболее частыми причинами являются изломы шеек, которые, в основном, связаны с перегревом

буксового узла, и изломы колес. Во многих случаях причинами недопустимого нагрева букс и излома шеек осей колесных пар вагонов в эксплуатации являются проворачивание и разрыв внутренних колец роликовых буксовых подшипников. Ослабление поперечно-прессовой посадки внутренних колец буксовых подшипников и разрыв последних при эксплуатационных нагрузках исключаются в случае осуществления эффективного выходного контроля в технологическом процессе тепловой сборки соединений «кольцо подшипника — шейка оси» с гарантированным натягом. Вопросы повышения эффективности пооперационного контроля и уровня технического диагностирования роликовых буксовых узлов колесных пар для предупреждения неисправностей, обусловливающих нагрев шеек осей последних при эксплуатации грузовых и пассажирских вагонов, являются актуальными.

Контроль качества сборки роликовых подшипников с шейками осей как составная часть технологического процесса содержания колесных пар представляет достаточно сложную, важную для железнодорожного транспорта научно-техническую задачу. Осуществление указанного технологического мероприятия, прежде всего, касается повышения работоспособности буксовых узлов роликовых колесных пар, долговечности осей и их прессовых соединений. Применяемый до настоящего времени на транспорте способ контроля прочности тепловой напрессовки колец буксовых подшипников (проверка посадки внутренних колец вращением их на шейках осей при помощи ручного приспособления) слишком субъективен, так как зависит от многих внешних и внутренних факторов, влияние которых достаточно сложно оценить и проконтролировать. Однако он является распространенным, так как в вагоноремонтном производстве и в вагоностроении не внедряются альтернативные способы эффективного выходного контроля поперечно-прессовых соединений теплового формирования на прочность сопряжения колец подшипников с шейками осей колесных пар; до настоящего времени не существует достаточно точной методики определения и оценки фактического натяга в сформированных тепловых напрессовках.

При сборке продольно и поперечно прессовых соединений с гарантированным натягом на распределение упругих деформаций кольца подшипника на шейке оси от натяга посадки существенное влияние оказывают такие факторы как макрогеометрия деталей, шероховатость контактных поверхностей, которые искажают величину фактического натяга в сопряжении. Из-за дискретности контакта поверхностей деталей действительные величины удельного давления на отдельных участках посадки с гарантированным натягом могут отличаться. Основным недостатком цилиндрических поперечно и продольно прессовых соединений является недопустимость даже однократной

их перегрузки, приводящей к относительному аксиальному сдвигу и проворачиванию соединенных деталей. При осевой или окружной нагрузках, превышающих усилие первоначального сдвига конкретного соединения с гарантированным натягом, происходят микроперемещения поверхностей сопряжения по площадкам их фактического контакта, что ослабляет посадку. Если даже не происходит проворот или сдвиг кольца подшипника на шейке оси при ослаблении натяга в соединении из-за большей свободы относительных микроперемещений сопряженных деталей, отмечается повышение активности процессов фретинг-коррозии в зоне контакта, при этом износ материала имеет параболическую зависимость от удельной нагрузки в зоне сопряжения деталей. Изнашивание поверхностей контакта увеличивается пропорционально возрастанию амплитуды колебаний. При больших амплитудах микроперемещений помимо фретинг-коррозии происходит обычный механический износ поверхностей контакта. Повреждения на шейках осей от воздействия фретинг-коррозии вызывают мелкие трещины усталости даже при небольших напряжениях в зоне тепловой напрессовки.

Назревшая необходимость решения рассматриваемого вопроса подталкивает к разработке новых рациональных методов достоверной оценки тепловых напрессовок. Внедрение таких методов связано с разработкой соответствующих измерительных устройств с большим количеством тарировочных экспериментов, созданием достаточно точной и удобной для производственных условий аппаратуры. В Белорусском государственном университете транспорта разрабатывается новая эффективная технология оценки исходной прочности тепловой напрессовки деталей, основанная на использовании метода неразрушающего контроля напряженного состояния кольца подшипника от натяга в соединении путем тензометрирования. Отраслевой лабораторией «ТТОРЕПС» БелГУТа проводятся экспериментальные исследования предложенного способа контроля (заявка № 20010261 на патент РБ). Объектом лабораторных испытаний является опытный образец измерительного устройства, используемого при напрессовке типовых однобортовых и безбортовых внутренних колец роликовых буксовых подшипников на шейки оси колесной пары РУ-1. При исследовании был использован экспериментально-теоретический метод для определения контактного давления [2] в тепловых напрессовках внутренних колец роликовых буксовых подшипников. Проведенные испытания на образцах показали, что величины фактического удельного давления в сформированных соединениях, определенные расчетно-экспериментальным методом согласно принятой методике экспериментального исследования, отличаются на 12–18 % от значений, полученных при определении контактного давления по теоретическим зависимостям. При этом

в диапазоне средних натягов наблюдается удовлетворительное совпадение расчетных значений с фактическими показателями качества тепловой сборки поперечно-прессовых соединений. Результаты проведенных экспериментов качественно согласуются с данными ВНИТИ [2] по исследованиям прочности соединений с гарантированным натягом, в которых использовался расчетно-экспериментальный метод определения напряжений охватывающих деталях цилиндрических и конических сопряжений.

В основу проведения исследований по предложенному способу осуществления выходного контроля тепловых напрессовок заложен принцип оценки прочности получаемых соединений с натягом с использованием замеров нормальных растягивающих напряжений на наружной поверхности чувствительного элемента измерительного устройства, устанавливаемого концентрично относительно контролируемого кольца подшипника и охватывающего последнее на всех стадиях осуществления сборки поперечно-прессового соединения. Проведенные патентно-информационные исследования в области совершенствования процессов контроля в механосборочном производстве и при испытаниях металлоконструкций показали полезность и новизну предложенного технического решения по заявке на изобретение «Способ контроля исходной прочности тепловой напрессовки кольца подшипника на шейке оси колесной пары и устройство для его осуществления». Признано изобретением по классу МПК[7] B 23 P 11/02,G 01 L 1/22 «Устройство для контроля прочности напрессовки на шейку оси кольца подшипника при тепловой сборке (заявка № 2002108473/02, решение о выдаче патента РФ на изобретение от 10.07.2003).

Следует отметить, что при проведении лабораторных испытаний не производилась проверка сравнительной прочности экспериментальных соединений, так как постановка указанного вопроса целесообразна при решении специальной задачи о влиянии различных факторов на действительную несущую способность соединений. При выполнении экспериментальных запрессовок по замеренным окружным напряжениям на цилиндрической поверхности чувствительного элемента измерительного устройства определялись путем пересчета по известным теоретическим зависимостям из теории упругости фактическое контактное давление p_k в зоне сопряжения кольца подшипника с шейкой оси и величина полученного натяга в соединении на основе получаемого из классического решения для соединенных с натягом толстостенных цилиндров соотношения $p_k = f(\sigma_i)$ и сравнивались с эталонными значениями по минимально допустимым значениям прочности данного сопряжения. При этом указанные напряжения определялись тензометрическим способом и усреднялись по количеству точек измерений и количеству опы-

тов. Усредненные окружные напряжения на внешней поверхности тензометрического элемента измерительного устройства (различных конструкций, например, по заявкам №№ 20010261, 20010618, 2002108487) использовались для оценки удельного давления в зоне контакта соединяемых с натягом деталей и определения фактической величины последнего в сформированном тепловом поперечно-прессовом соединении. Исходными теоретическими зависимостями, используемыми в данной работе для определения расчетных напряжений, являются соотношения, вытекающие из решения Ляме-Гадолина для толстостенных цилиндров одинаковой длины, сопряженных с натягом. В случае, когда отсутствует наружное давление для цилиндра с внутренним равномерно распределенным по его окружности давлением p_2 (контактное давление на внутренней поверхности цилиндрического полого тензоэлемента измерительного устройства) нормальные напряжения растяжения на поверхности определяются $(\sigma_t)_{r=r2} = 2\,k^2\ p_2\ /\ (1-k^2)$, где $k = r_1 / r_2$ — внутренний и наружный радиусы тензоэлемента. Для опытного образца измерительного устройства с принятыми размерами получаем из указанного соотношения $p_2 = 0{,}2234\ \sigma_t$. Нормальные напряжения на наружной поверхности контролируемого кольца подшипника от воздействия упомянутого давления p_2 и контактного давления p_1 в зоне сопряжения, исходя из решения Ляме-Гадолина, составят $\sigma^*_t = 4{,}1911\ (p_1 - 1.2386 p_2)$ и соответственно $p_1 = 2{,}5472\, p_2 = 0{,}569\ \sigma_t$. Учитывая, что натяг посадки весьма мал по сравнению с диаметром d поверхности контакта, можно принять $d_о = d_ш = d$ (диаметры отверстия кольца подшипника и шейки оси примерно равны диаметру сопряжения этих деталей). Используя известную зависимость для определения контактного давления в сопряжении по заданной величине натяга соединения, получаем достаточно простую для применения расчетную формулу нахождения фактического натяга в сопряжении при помощи измерительного устройства $\delta = d^2_н\ m_к\ \sigma_t\ E^{-1}$, где $m_к$ — величина постоянная при заданных диаметрах сопряжения и наружной поверхности (дорожки качения) контролируемого кольца подшипника.

По усредненным значениям напряжений на поверхности тензоэлемента измерительного устройства аналитическим методом устанавливаются величины удельного давления и натяга и выводятся на печатающее устройство. Полученные экспериментально-расчетные данные сравниваются с эталонными минимально допустимыми значениями по требуемой прочности сопряжений с установленными натягами. Обеспечивается выполнение контроля прочности полученного теплового соединения по фактической величине натяга посадки и первичного традиционно применяемого косвенного контроля по замерам диаметров посадочных поверхностей соединяемых дета-

лей. В этом заключается отличительная особенность описанного способа контроля тепловых напрессовок деталей. При использовании в структурной схеме средств технической диагностики вычислительных машин обработанные результаты с ЭВМ передаются на цифропечатающее устройство для визуального контроля и на логический блок сравнения, сопоставляющий по заданному критерию диагностический сигнал с нормированным значением, хранимым в запоминающем устройстве. Достигаемое повышение достоверности оценки величин действительного натяга в сопряжениях колец подшипников с шейками осей на завершаемом этане технологического процесса тепловой сборки соединений позволяет повысить уровень надежности ходовых частей подвижного состава рельсового транспорта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сендеров Г. К., Зыков Ю. В., Глушко М. И. и др. Развитие средств автоматизации контроля и технического диагностирования грузовых вагонов в эксплуатации // Ж.-д. транспорт. Сер. Вагоны и вагонное хоз-во. Ремонт вагонов ОИ / ЦНИИ ТЭИ МПС, 2000. — Вып. 2.
2. Гречищев Е. С., Ильяшенко А. А. Соединения с натягом: Расчеты, проектирование, изготовление. — М.: Машиностроение, 1981.— 247 с.

УДК 621.787

В.И. Серебряков

ПОВЫШЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ФРЕТТИНГ-УСТАЛОСТИ ПЛОСКИХ ДЕТАЛЕЙ С ОТВЕРСТИЯМИ

Зеленогурский университет
Зелена Гура, Польша

Явление фреттинг-усталости, которое возникает в местах поверхностного контактирования узлов и соединений в процессе относительных микроперемещений при постоянных статических и динамических нагрузках, значительно снижает усталостную прочность деталей машин [1]. Степень сопротивления поверхностей деталей машин фреттинг-усталости зависит от условий трения контактирующих поверхностей, а также от способности воспринимать эксплуатационные статические и динамические нагрузки определенным материалом, из которого они изготовлены. Особенно чувствительны к условиям фреттинга материалы с высоким коэффициентом трения (на-

пример, титановые сплавы). Поэтому для повышения долговечности деталей, изготовленных из титановых сплавов, необходима упрочняющая технология для повышения усталостной прочности и технология нанесения защитных покрытий, предотвращающих или значительно снижающих вероятность появления и распространения фреттинга.

Определенные трудности возникают при эксплуатации деталей, имеющих отверстия, которые служат дополнительным концентратором напряжений и уменьшают сопротивление динамическим нагрузкам, что требует применения дополнительных технологических методов упрочнения поверхностей с отверстиями [2].

В качестве технологических методов упрочнения применялись исследованные ранее [2] такие как двухстороннее кольцевое обжатие торцовых зон отверстий, точечное обжатие таких зон вдавливанием стальных шариков, запрессовка втулок в отверстие по скользящей посадке. Исследования проводились на плоских образцах из титанового сплава с отверстиями (рис. 1), имитирующих реальные детали. Усталостные испытания проводились на универсальном пульсаторе для динамических испытаний ЦДМ-ПУ10 с нагрузкой при растяжении 40кН и амплитудой ее изменения при переменном растяжении ± 30кН при постоянной частоте колебаний 925мин$^{-1}$. Образцы крепились в захватах пульсатора болтами, изготовленными из закаленной стали 30ХГСА, которые вставлялись в отверстия без зазора, что позволяло имитировать условия фреттинга в контакте.

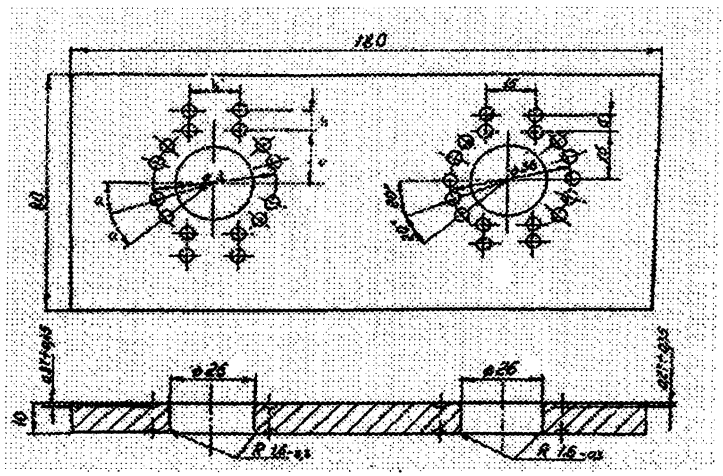


Рис.1. Плоский образец для усталостных испытаний в условиях фреттинга

Исследовались образцы, в отверстия которых запрессовались втулки по скользящей посадке, с нанесением на поверхности контакта электрофоретического покрытия либо без запрессовки втулок, с упрочнением торцов отверстий глубоким пластическим вдавливанием кольцевого пуансона или сепаратора со стальными шариками. На рис.1. показан образец для исследований влияния упрочнения глубоким пластическим деформированием вдавливанием шариков вокруг отверстия.

В табл. 1 приведены результаты испытаний образцов с отверстиями после двухстороннего торцового кругового вдавливания шариков с различной глубиной отпечатка, которая формировалась за два или три приема.

Таблица1

Результаты усталостных испытаний упрочненных образов без втулок

Состояние поверхности образца	Число циклов до разрушения, $x10^6$ при нагрузке:		Примечание
	40 кН ± 30кН	50 кН ± 40кН	
1. Исходные, без упрочнения	0,115		
2. Обжатие шариками в 2 приема: 1 — глубиной 0,25 мм; 2 — глубиной до 0,36 мм	2,45 (снят без разрушения)	0,35 разрушился	После испытаний на первом уровне без разрушения
3. Обжатие: 1 — с глубиной до 0,18 мм; 2 — до 0,25 мм; 3 — до 0,36 мм	2,57 (снят без разрушения)	0,16 разрушился	

Образцы с упрочненной зоной отверстия, независимо от того, как формировалась глубина лунки вдавливания шариков, показали высокую долговечность (примерно в 20 раз) в сравнении с неупрочненными. При этом упрочненные образцы после 2,5 млн. циклов испытаний на первом уровне нагружений были испытаны при более высокой нагрузке и, как видно из результатов исследований, многократное вдавливание шариков не приносит ощутимого эффекта. Поэтому в дальнейших исследованиях применялось однократное вдавливание на глубину от 0,25 до 0,4 мм. Результаты таких исследований приведены в табл.2.

Как показывают проведенные исследования оптимальной глубиной вдавливания шарика является глубина около 0,3 мм.

Поскольку наличие отверстия на поверхности способствует концентрации напряжений, снижающих сопротивление циклическим нагрузкам, осо-

бенно при переменном растяжении, были поведены исследования образцов, в отверстия которых запрессовывались втулки, способствующие блокированию указанных напряжений. На некоторые из них перед запрессовкой наносилось электрофоретическое покрытие (ЭЛФ). Образцы для испытаний имели вид, показанный на рис. 2.

Таблица 2

Результаты усталостных испытаний образцов с однократным кольцевым вдавливанием шариков и кольцевого пуансона вокруг отверстия

Вид образцов	Число циклов до разрушения, $x10^6$ при нагрузке 40 кН ± 30кН
1. Исходные, без упрочнения	0,11
2. Торцы отверстий обжаты шариками с глубиной вдавливания 0,3 мм	0,29
3. Торцы отверстий обжаты шариками с глубиной вдавливания глубиной 0,4 мм	0,866...11,0
4. Торцы отверстий обжаты кольцевым пуансоном	1,12

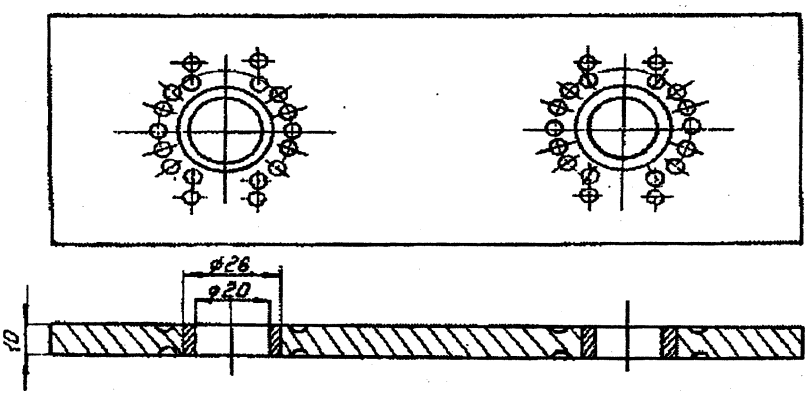


Рис. 2. Образец с запрессованными втулками для испытаний на фреттинг усталость

Результаты усталостных испытаний таких образцов приведены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты усталостных испытаний упрочненных образов с втулками

Вид образцов	Число циклов до разрушения, $x10^6$ при нагрузке 40 кН ± 30кН
1. С запрессовкой втулки с покрытием ЭЛФ	0,24
2. С запрессовкой втулки без ЭЛФ	0,11
3. Запрессовка втулки с покрытием ЭЛФ и обжатие шариками	0,68
4 Запрессовка втулки и обжатие кольцевым пуансоном	1,284
5. Запрессовка втулки, обжатие шариками и развертывание отверстия	3,25

Как видно из приведенных результатов применение электрофоретического покрытия способствует повышению долговечности образцов в условиях фреттинг-коррозии за счет уменьшения вероятности появления фреттинга. Однако дополнительное упрочнение кольцевым вдавливанием шариков вокруг отверстия способствует значительному сопротивлению фреттинг-усталости (примерно от 10 до 30 раз).

На основании анализа результатов проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Применение электрофоретического покрытия одной из контактируемых поверхностей пары вал-втулка способствует повышению сопротивления фреттинг-усталости .

2. В большей степени повышению сопротивления фреттинг- усталости способствует применение упрочнения зоны отверстия в виде обжатия кольцевым пуансоном или стальными шариками с глубиной вдавливания не менее 0,2 мм.

ЛИТЕРАТУРА

1. Уоттерхауз Р.Б. Фреттинг-коррозия: пер. с англ. — Л.: Машиностроение, 1976. — 271с. 2. Серебряков В.И. Комплексная технология для повышения долговечности деталей с отверстиями // Технологическое управление качеством поверхности деталей машин. Материалы Международной научной конференции. — Киев, ИСМ НАН Украины, 2003. — С. 160–162.

УДК 629.114.2

А.Т. Скойбеда, А.М. Статкевич

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИВОДОВ ВОМ МАЛОГАБАРИТНЫХ ТРАКТОРОВ ПРИ РАБОТЕ С ЭНЕРГОЕМКИМИ МАШИНАМИ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ВОМ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

В настоящее время в сельском хозяйстве нашей страны происходят существенные преобразования, которые привели к появлению различных форм его ведения. С появлением новых форм собственности и организации труда, развитием кооперативных и арендных форм производства, созданием крестьянских, фермерских хозяйств и небольших животноводческих ферм привело к увеличению потребности в малогабаритных энергонасыщенных тракторах. В связи с этим нашей стране ведутся активные научно-исследовательские и проектно-конструкторские работы по созданию семейства малогабаритных тракторов Беларусь-422 с двигателем мощностью 45 л.с. и Беларусь-622 с двигателем мощностью 58 л.с. с целью повышения технико-экономических и эксплуатационных качеств, энергонасыщенности, улучшения условий труда оператора.

Данная работа посвящена исследованию динамических процессов, происходящих в приводе вала отбора мощности (ВОМ) указанных тракторов при работе с энергонасыщенными машинами. Целью работы является на основании проведенных исследований динамических процессов в приводе вала отбора мощности при его включении и разгоне рабочих органов энергонасыщенных машин обосновать параметры системы управления.

В ступенчатых механических приводах ВОМ современных тракторов в качестве механизма включения используются фрикционные муфты. В зависимости от параметров двигателя и динамической системы трактора и сельхозмашин, агрегатируемых с этим трактором и условий эксплуатации агрегата, необходимо обосновать параметры включения муфты ВОМ. Поэтому важно располагать программным комплексом, который позволил бы оценивать возможность осуществления разгона тракторного агрегата и активных рабочих органов сельхозмашин. Наличие методики оценки динамических качеств ВОМ тракторов при переходных режимах позволит решать задачи обоснования параметров ВОМ при проектировании.

В основу настоящей работы положено изучение следующих вопросов:

• исследование и обоснование параметров процесса включения муфты вала отбора мощности при разгоне рабочих органов энергонасыщенных сельхозмашин;

• исследование влияния коэффициента запаса муфты включения вала отбора мощности на процессы, происходящие при разгоне рабочих органов энергонасыщенных сельхозмашин и обоснование его выбора;

• исследование влияния динамических параметров (моментов инерции и податливости) элементов привода ВОМ и активных рабочих органов сельхозмашин на процессы, происходящие при их разгоне;

• разработка рекомендаций по выбору динамических параметров элементов привода ВОМ и активных рабочих органов сельхозмашин, параметров процесса включения муфты ВОМ, а также ее коэффициента запаса.

Имитационное математическое моделирование работы машино-тракторных агрегатов позволяет в краткие сроки получить характер нагрузочных режимов и обосновать выбор рациональных параметров, как отдельных конструктивных элементов, так и всего привода.

Независимо от используемых теоретических методов исследования одним из важнейших этапов является переход от реальной к соответствующей ей динамической схеме. В инженерной практике предоставляется возможность на основании рекомендаций работ [1, 2] с учетом требуемой точности расчетов упростить реальную механическую систему. Поэтому, для оценки переходных процессов в приводе ВОМ исследуемых тракторов в качестве расчетной динамической схемы принимаем четырехмассовую модель.

Используя рекомендации работы [3], в расчетной динамической схеме демпфирование не учитываем, так как одна из наших задач — исследование максимальных динамических нагрузок на переходных режимах.

Математическое описание процессов, происходящих в принятой динамической схеме, проводилось на основе уравнений Лагранжа. На основании изложенной математической модели разработан алгоритм и программа расчета оценочных параметров процесса включения муфты ВОМ и разгона рабочих органов сельхозмашин, реализованная в виде пакета программ на алгоритмическом языке ПАСКАЛЬ. Дифференциальные уравнения движения решались методом Рунге-Кутта. Крутящий момент двигателя моделировался путем кусочно-линейной аппроксимации характеристики двигателя.

Для оценки переходных процессов и нагруженности элементов ВОМ на режимах трогания и разгона рабочих органов сельхозмашин был выбран комплекс оценочных показателей, который позволил решить поставленные в работе задачи.

В качестве оценочных показателей можно принять следующие:

• работа буксования фрикционной муфты ВОМ, $L_б$, Дж;
• мощность буксования фрикционной муфты ВОМ, $N_б$, кВт;
• коэффициент динамической нагруженности силовой передачи:

$$K_d = M_{к\,max} / M_н, \quad (1)$$

где $M_{к\,max}$ — максимальный динамический крутящий момент на валах привода, Н*м; $M_н$ — номинальный момент двигателя, Н*м.

Теоретические расчеты проводим, приняв приведенный к ведомому валу муфты включения ВОМ момент сопротивления **Мс** постоянным и равным максимальному моменту двигателя.

Закон включения муфты включения ВОМ принимаем следующий:

$$M_{ф(t)} = c*t, \quad (2)$$

где **с** — темп включения муфты ВОМ, Н*м/с, t-время включения, с.

В качестве одного из параметров муфты включения ВОМ будем рассматривать ее коэффициент запаса

$$\beta = M_{ф\,max} / M_н \quad (3)$$

где $M_{ф\,max}$—максимальный момент трения муфты включения ВОМ, Н*м.

Результаты математического моделирования разгона рабочих органов сельхозмашин и проведенные расчеты позволяют сделать следующие рекомендации:

Для обеспечения оптимального протекания процесса разгона рабочих органов сельхозмашин рациональный темп включения муфты включения ВОМ необходимо поддерживать в пределах 300—400 Н*м/с.

Коэффициент запаса муфты включения ВОМ принять в пределах 1,5–2.0.

Податливость элементов привода до муфты включения ВОМ должна быть не менее 0.003 (1/ Н*м).

Податливость элементов привода после муфты включения ВОМ должна быть не более 0.3 (1/ Н*м).

Значительное влияние на динамическую нагруженность привода оказывает момент инерции рабочих органов сельхозмашин, особенно на элементы привода до муфты включения ВОМ. Наименьшие нагрузки в приводе создают сельхозмашины с моментом инерции до 1,5 кг*м^2.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ривин Е.И. Динамика привода станков.–М.: Машиностроение, 1966. — 204 с. 2. Вернигор В.А., Солонский А.С. Переходные режимы тракторных агрегатов. — М.: Машиностроение, 1983. — 183 с. 3.

Молибошко Л.А., Руктешель О.С., Гришкевич А.И. Динамические расчеты трансмиссий транспортных машин. — Мн.: Выш. шк., 1977. — 67 с.

УДК 681.523.2

Е.Я. Строк, Л.Д. Бельчик, Д.Е. Строк

УЛУЧШЕНИЕ МОЩНОСТНОГО БАЛАНСА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Институт механики и надежности машин НАНБ
Минск, Беларусь

Развитие техники в области гидравлических приводов мобильных машин выдвигает проблему энергетической экономии при управлении исполнительными механизмами.

Механические характеристики современных сельскохозяйственных мобильных машин позволяют достигать рабочих скоростей около 30 км/ч. При таких скоростях оператор не способен производить контроль всех необходимых параметров. Наиболее опасным в этом плане является навесное устройство, которое может быть повреждено при столкновении с препятствием. Для решения этой задачи навесное устройство должно удерживаться на определенном уровне над землей без механического контакта в процессе измерения. В этом случае указанный подход должен гарантировать избежание контакта с повреждающими препятствиями путем подъема навесного устройства в определенный момент времени. Реализация такой функции требует автоматического определения расстояния между орудием и препятствием в сочетании с достаточно быстрым откликом позиционного устройства.

В развитых отраслях промышленности для управления по быстрому отклику используется технология сервоклапанов. Однако эта технология в целом непригодна для сельскохозяйственного применения из-за высокой стоимости, повышенных требований к очистке рабочих жидкостей и неудовлетворительного мощностного баланса. Система управления движением навесного устройства, которая может аккумулировать энергию гравитационного поля, значительно уменьшает ее средний расход.

Известные схемные и конструктивные решения дроссельного способа управления, широко применяемые в технических объектах с гидравлическим приводом, построены на вариации сопротивления энергетическому потоку, направляемому в исполнительный механизм, т.е. на диссипации энергии. Сле-

дует отметить, что тракторы класса 6...30 кН, как правило, оснащены гидросистемами, содержащими насос постоянной подачи, разгруженный в холостом режиме под давлением перепуска 3...5 бар [2]. Поэтому конструирование двухкаскадных систем управления с маломощными электромагнитами предполагает использование для переключения перепускного клапана гидроусилителя давления перепада на его дроссельном отверстии. Этим обусловлена чувствительность гидросистемы к загрязнению рабочей жидкости и изменению ее температуры. При этом дроссельное регулирование скорости движения силового гидроцилиндра при подъеме орудия сопровождается непроизводительными затратами мощности энергомашины тракторного агрегата.

Объемный способ управления основан на изменении основного конструктивного параметра одной из рабочих машин объемной гидропередачи, а следовательно, на регулировании величины самого энергетического потока. Применение указанного способа целесообразно на энергонасыщенных машинах с большим количеством потребителей при конструктивном усложнении гидравлического привода и его относительно высокой стоимости.

В случае использования струйного способа управления гидроприводом изменяется величина потока кинетической энергии рабочей жидкости, поступающей в исполнительный механизм. Эти устройства обладают рядом качеств, позволяющих применять их в тяжелых условиях работы, т.е. при высоких температурах, вибрациях и перегрузках. По быстродействию струйные элементы превосходят все существующие механические устройства подобного типа. Однако потери энергии на управление в однокаскадной системе составляют 15-18% мощности, подведенной к усилителю [1].

Одним из путей улучшения мощностного баланса гидросистем мобильных машин является использование переключающегося ступенчато шестеренного насоса. Он предполагает улучшение упомянутого показателя по сравнению с одинарным насосом. В промежутках времени, когда основная рабочая часть гидропривода не используется, а функционируют только такие потребители, как рулевое управление и тормозная система, используется только одна секция насоса. Другая секция подключается только при повышенном требовании по расходу посредством соответствующего сигнала. Обе секции насоса связаны между собой блоком клапанов для обеспечения функции переключения. Таким образом, ступенчато переключающийся шестеренный насос представляет собой единое компактное устройство без линий связи.

Наряду с дальнейшим усовершенствованием непрерывных систем продолжаются поиски других путей решения этой проблемы. Дискретный способ формирования сигналов управления позволяет посредством гидроусилителя перераспределять энергетический поток между потребителем и отво-

дящей магистралью без существенного влияния на его величину, что исключает его диссипацию. Однако указанный способ регулирования предполагает создание малоинерционных преобразователей с высоким быстродействием, т.е. специализированных технических средств.

Поэтому весьма актуальным представляется для указанных технических объектов создание образцов электрогидравлических систем управления с использованием электромеханических преобразователей для дискретного воздействия непосредственно на плунжер, переключающий энергетический поток рабочей жидкости между исполнительным двигателем и гидробаком. Эффективность данного способа управления обусловлена высокими показателями надежности и энергетики, т.к. пьезоэлектрические преобразователи не содержат трущихся магнитопроводящих элементов, а перераспределение энергетического потока не сопровождается его диссипацией. Преобразователи, выполненные на основе новых пьезокерамических материалов, отличаются технологичностью и невысокой стоимостью.

Использование указанного способа формирования воздействия на исполнительный механизм системы управления гидроприводом мобильной машины предполагает, что в несиловых промежуточных цепях этой системы имеется хотя бы одно звено с дискретной характеристикой. При микропроцессорном управлении указанное звено представляет собой релейный ключ в виде электрогидравлического усилителя, назначение которого состоит в перераспределении постоянного потока энергии без существенного влияния на его величину. Следовательно, наиболее благоприятным режимом включения дискретного электрогидравлического усилителя является режим, характеризуемый насыщением по расходу и отсутствием дроссельных потерь энергии потока рабочей жидкости. Этим обусловлены высокие показатели данного гидропривода по надежности и мощностному балансу.

ЛИТЕРАТУРА

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. — М.: Машиностроение, 1971. — 671 с. 2. Ксеневич И.П. Современные проблемы прикладной механики наземных тягово-транспортных систем / Приводная техника. — 2002. — №4(38). — С. 2–38.

УДК 621.75.002

И.П. Филонов, Д.В. Кусков

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ. ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Сегодня, наряду с появившимися на рынке новыми технологиями в виде специализированного программного обеспечения (CAD/CAM/CAE/PDM) не менее важным остается вопрос математического моделирования.

Только при условии полного осмысления работы той или иной машины у оператора появляется реальная возможность максимально эффективно использовать достаточно дорогие компьютерные технологии.

Именно создание математической модели позволяет конструктору (оператору) еще на стадии ознакомления с общим принципом работы машинного агрегата, промоделировать процесс его работы от начала до конца с учетом силовых, массовогеометрических и кинематических характеристик всех механизмов и их звеньев. И только тогда, опираясь на полученные зависимости основных характеристик работы всей машины в целом, необходимо приступать к детальному анализу существующего варианта конструкции отдельно взятого механизма или системы механизмов, трехмерному моделированию и т.д., используя при этом специализированное дорогостоящее программное обеспечение.

На примере динамической модели тормозной системы транспортного средства, изображенной на рис.1, моделируя процессом изменения его скорости от пути торможения, выявим степень влияния силовых, массовогеометрических и кинематических характеристик подвижных звеньев механизмов, входящих в его тормозную систему.

Динамическая модель представляет собой звено приведения, совпадающее с входным звеном (педали тормоза) исполнительного механизма и вращающееся с угловой скоростью $\omega_п$. При этом оно обладает приведенным моментом инерции $J_п$. К звену приведения приложен приведенный момент $M_п$, представляющий собой разность приведенных моментов $M_п^{дв}$ сил движущих и $M_п^{с}$ сил сопротивления, определяемых из условия равенства работ (мощностей) движущих сил (моментов) и сил (моментов) технологического сопротивления приведенной работе (мощности).

Для линейной зависимости изменения скорости транспортного средства от пути его торможения $V = f(S)_{тор}$. Математическая модель, составленная на основе динамической модели, изображенной на рис.1, устанавливающая функциональную взаимосвязь заданного закона изменения скорости затормаживающегося транспортного средства и закона движения его педали тормоза, может быть представлена в виде:

$$F_n = \frac{1}{l}\left(M_n^c + J_n \cdot \varepsilon + \frac{\omega_n^2}{2} \cdot \frac{dJ_n}{d\varphi} \right)$$

Таким образом, данная математическая модель позволяет осуществлять моделирование процессом передачи мощности от педали тормоза (звена приведения) к тормозным колодкам (рабочему органу), т.е. от начала торможения и до полной остановки транспортного средства, с учетом всех массово-геометрических и кинематических характеристик механизмов, входящих в тормозную систему, в том числе и закона изменения скорости транспортного средства.

В результате, используя математическую модель, появляется возможность определить степень влияния всех массовогеометрических и кинематических характеристик механизмов, входящих в тормозную систему транспортного средства на надежность ее работы при разных законах его торможения.

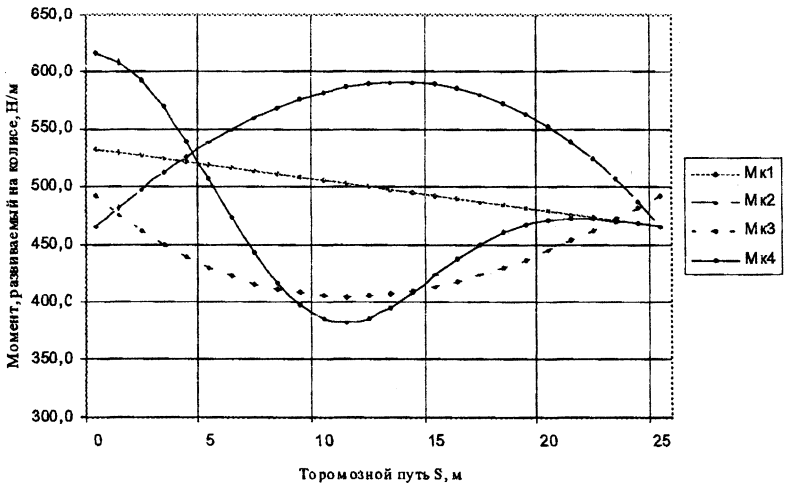


Рис. 2. График моментов на колесе транспортного средства с учетом возможных законов изменения скоростей при его торможении

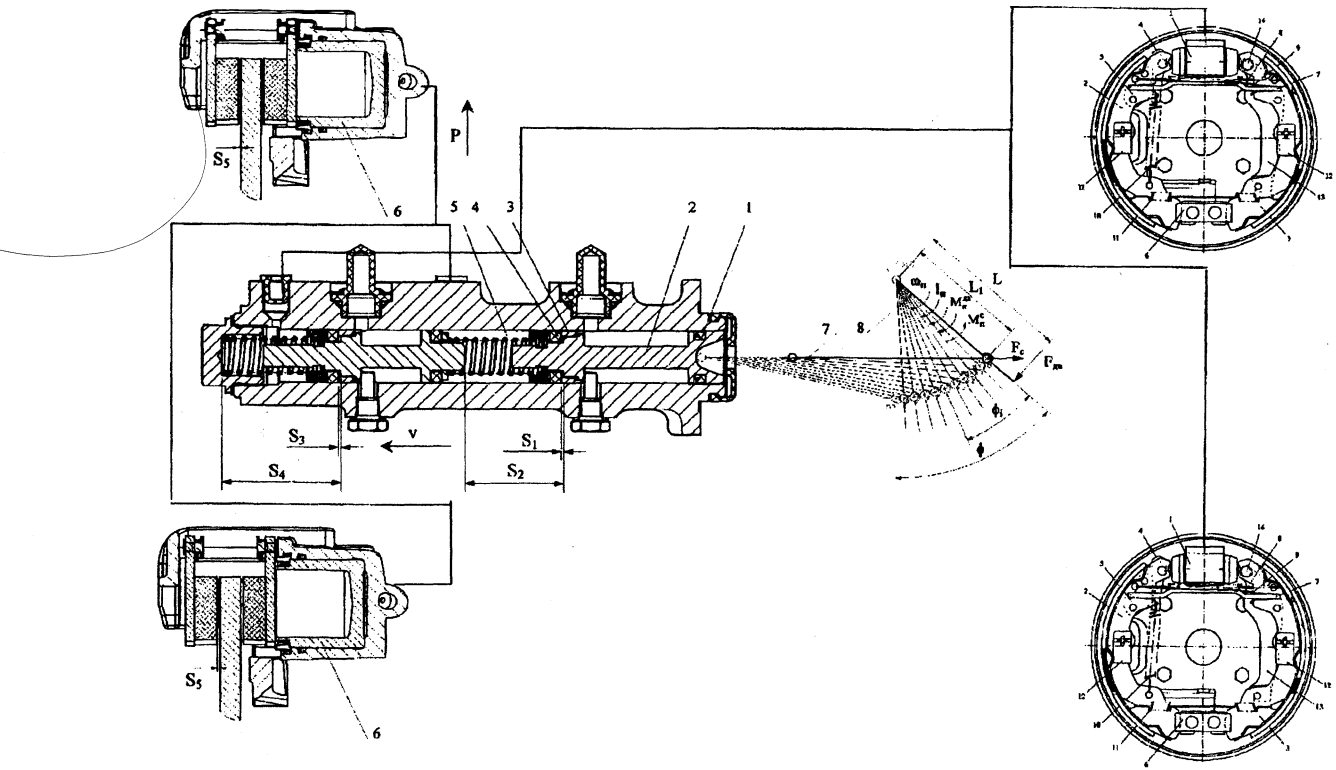


Рис. 1. Динамическая модель гидравлической тормозной системы транспортного средства

Так, в ходе моделирования законов изменения скорости транспортного средства от пути его торможения, установлено, что характер изменения усилия на педали тормоза, моментов, создаваемых на колесе и в зоне контакта трущихся деталей (тормозных колодок и тормозного диска) не однозначен (рис. 2), а поскольку давление, действующее в зоне контакта прямо пропорционально создаваемому моменту на колесе:

$$P = \frac{4 \cdot M_k}{\pi \cdot d^2 \cdot \mu \cdot r_{тр}}$$

то тогда видно, что износ тормозных колодок и тормозного диска также неоднозначен:

$$U = k \cdot P \cdot V_{ск} \cdot t_{ск}$$

Кроме того, численные исследования показали, что величина износа не постоянна по всей трущейся поверхности как в круговом (i), так и в радиальном (j) направлениях (рис.3) ввиду влияния на него массовогеометрических и кинематических характеристик всех механизмов, входящих в тормозную систему транспортного средства.

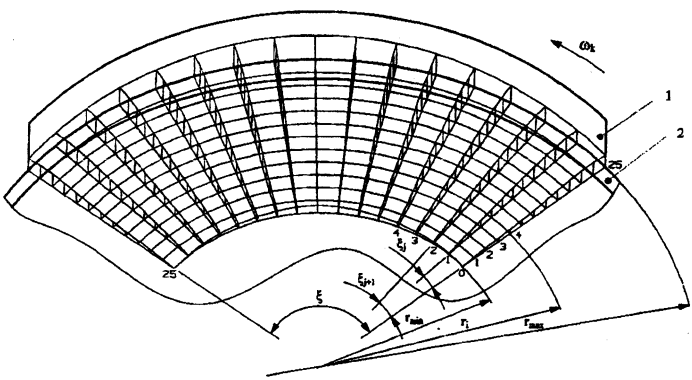


Рис. 3. Эпюра распределения износа по всей поверхности тормозной колодки

Прибегая к известным технологическим методам нанесения износостойкого покрытия на трущиеся поверхности, появляется возможность пересмотреть ожидаемый износ с целью обеспечения его равномерности и долговечности трущихся поверхностей тормозных колодок и тормозного диска, тем самым, повышая надежность работы тормозной системы транспортного средства в целом.

Таким образом, в зависимости от величины износа на каждую ij-ю площадку наносят износостойкое покрытие, при чем на участке с большим износом наносят более износостойкое покрытие.

ЛИТЕРАТУРА

1. Филонов И.П. Теория механизмов, машин и манипуляторов. — Мн.: Дизайн ПРО, 1998. — 656с. 2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. — М.: Наука, 1988. — 640с.

УДК 621.75.002

И.П. Филонов, Д.В. Кусков

НЕКОТОРЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Тормозной системой транспортного средства называется совокупность устройств, предназначенных для передачи усилия, создаваемого водителем на педали тормоза к тормозным механизмам (рис.1).

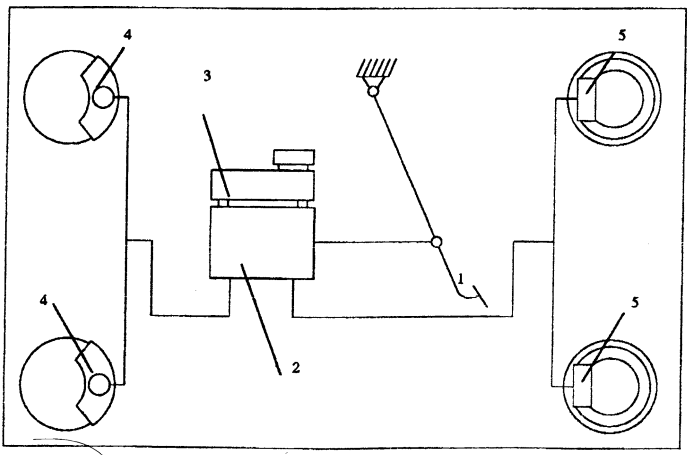
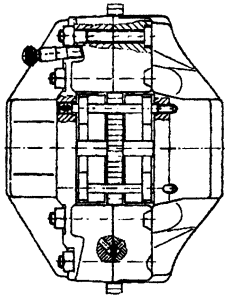
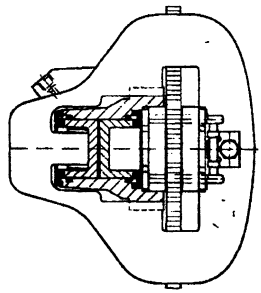


Рис. 1. Гидравлическая тормозная система транспортного средства

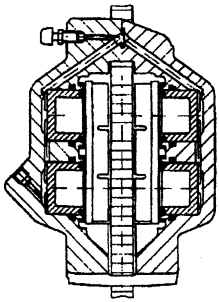
а) двухпоршневой дисковый тормозной механизм с фиксированной скобой



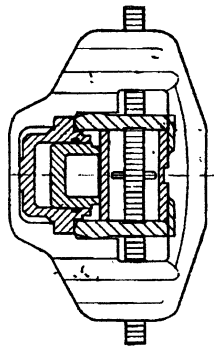
в) дисковый тормозной механизм с плавающей скобой



б) четырехпоршневой дисковый тормозной механизм с фиксированной скобой



г) дисковый тормозной механизм с плавающей скобой



д) дисковый тормозной механизм с плавающей скобой и корпусом цилиндра в виде кулака

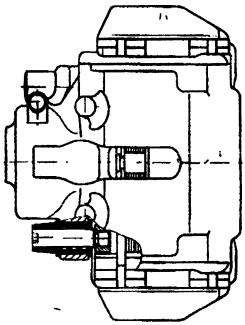


Рис. 2. Основные типы конструкций передних дисковых тормозных механизмов транспортного средства

Гидравлическая тормозная система используется практически во всех типах легковых автомобилей, а так же грузовых автомобилях и автобусах небольшой массы. Она состоит из главного тормозного цилиндра 2, создающего давление жидкости в гидравлической системе привода, сообщающегося с резервуаром 3 для тормозной жидкости, двух передних 4 и двух задних 5 тормозных механизмов, передающих давление тормозной жидкости на тормозные колодки, соединительных трубопроводов и шлангов.

Как и в любой системе механизмов машины, эффективность ее работы в целом зависит от эффективности работы всех в нее входящих составных частей, так и эффективность работы тормозных механизмов, входящих в тормозную систему транспортного средства. На сегодняшний день определен перечень основных требований, предъявляемый к тормозным механизмам: иметь небольшие габариты, вес, быть жестким, чтобы под высоким давлением не возникали никакие деформации, иметь автоматическую регулировку, быть нечувствительным к температуре, вибрации, коррозии, легко вентилироваться и т.д.

В связи с многочисленными предъявляемыми требованиями, в последнее время на современном рынке появилось множество типовых конструкций тормозных механизмов, которые в большей или меньшей степени удовлетворяют выше перечисленным требованиям.

Рассмотрим основные типы конструкций передних дисковых тормозных механизмов (рис.2).

На рис. 2а изображен двухпоршневый дисковый тормозной механизм с фиксированной скобой. Имеет простую и надежную конструкцию. Как правило, он состоит из двух половинок корпуса, привинченных друг к другу.

На рис. 2б изображен четырехпоршневый дисковый тормозной механизм с фиксированной скобой. Как и предыдущий тип, но с четырьмя поршнями, расположенными друг против друга. Оптимальный прижим тормозных колодок при необходимости возможен даже путем подгонки диаметра поршней.

На рис. 2в изображен дисковый тормозной механизм с плавающей скобой. Состоит из скобы и неподвижного корпуса с двумя поршнями. Возникающие при торможении усилия прижима передаются при этом типе конструкции через передающий поршень и скобу. Для тормозного механизма этого типа требуется небольшое монтажное пространство со стороны колеса. Возможна высокая термическая нагрузка, так как нет каналов для тормозной жидкости, охватывающих тормозной диск, как при конструкции с фиксированной скобой.

На рис. 2г изображен дисковый тормозной механизм с плавающей скобой. Аналогично типу (рис.2в), но состоит из направляющей колодок, скобы

и плавающего корпуса цилиндра с одним поршнем. Возникающее при торможении усилия прижима передаются при этом типе конструкции только через корпус и скобу.

На рис. 2д изображен дисковый тормозной механизм с плавающей скобой и корпусом цилиндра в виде кулака. Состоит из направляющей колодок и корпуса, имеющего форму кулака, с одним поршнем. Возникающее при торможении усилия прижима передаются при этом типе конструкции через корпус. Возможны высокая термическая нагрузка и большой диаметр цилиндра.

Безусловна конструкторская мысль в области совершенствования конструкции тормозных механизмов с целью обеспечения более эффективной работы тормозной системы транспортного средства не стоит на одном месте. Сегодня из всех представленных типов конструкции дисковых тормозных механизмов наибольшее применение нашел тип изображенный на рис.2 г,д, который отвечает практически всем предъявляемым требованиям. В месте с тем рассматривая каждый тип механизма в отдельности можно сделать вывод, что конструктивные изменения, связанные с исследованием перераспределения нагрузки (тормозного усилия) в зоне контакта тормозных колодок и тормозного диска, не производились. За исключением тех случаев, когда в дисковом тормозном механизме вместо одного используют два поршня, тем самым, увеличивая тормозное усилие, обеспечивая при этом оптимальный прижим тормозных колодок к тормозному диску.

Не трудно заметить, что во всех представленных на современном рынке типовых конструкций дисковых тормозных механизмов прослеживается теория центральной зоны трения, т.е. точка приложения тормозного усилия создаваемого поршнем находится в центре тормозной колодки. Вместе с тем проведенные исследования в этой области показали, что даже при незначительном смещении поршня дискового тормозного механизма может привести к координальному перераспределению усилий и моментов возникающих при торможении транспортного средства, что в свою очередь может привести к его более легкому, комфортабельному торможению, со стороны водителя и повышению надежности тормозной системы в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Понизовкин А.Н. Краткий автомобильный справочник — М.: АО «ТРАНСКОСАЛТИНГ», НИИАТ, 1994. — 779с. 2. Филонов И.П. Теория механизмов, машин и манипуляторов. — Мн.: Дизайн ПРО, 1998. — 656с.

УДК 621.762: 658.562

А.А.Хмелев, В.А.Сидоров

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ НЕРАЗРУШАЮЩЕГО МЕТОДА ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ КОНСТРУКЦИЙ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Одним из наиболее распространенных критериев оценки состояния конструкций является значение ударной вязкости металла контролируемых зон конструкций, как наиболее чувствительного критерия к температурным и деформационным изменениям свойств металла. При этом одним из обязательных видов контрольных испытаний является измерение твердости в зонах максимальных силовых и температурных нагрузок. Если полученный результат показывает, что твердость металла в контролируемой зоне не соответствует требованиям нормативно-технической документации, то металл такого участка подвергается дополнительным исследованиям с вырезкой контрольных образцов или отбраковывается.

Цель настоящей работы — показать, что по результатам измерения твердости исследуемых зон конструкций можно получить самостоятельный объективный оценочный критерий состояния, или по этим же результатам оценить значение ударной вязкости, так как надежность работы материала определяется по назначенной минимальной величине ударной вязкости или по значению критической температуры перехода в хрупкое состояние.

Кроме того, в данной работе приводится теоретический анализ ударной вязкости, не осуществленный до сих пор.

Представим значение работы разрушения стандартного ударного образца в виде суммы работ, затраченных на его упругое и пластическое до разрушения деформирование

$$A = \frac{\sigma^2}{2E} V_0 + a_v V_{пл}, \qquad (1)$$

где $\frac{\sigma^2}{2E}$, a_v — удельная работа упругого и пластического деформирования соответственно; $V_0 = \ell bh$ — объем образца (без учета объема надреза) длиной между опорами копра ℓ, шириной b и высотой сечения вне надреза h; $V_{пл}$ — величина пластически деформированного объема разрушенного образца.

Известно [1], что значение пластической составляющей общей работы разрушения образца описывается формулой

$$A_{пл} = a_v K_ф b h_1^2 \ tg\theta, \qquad (2)$$

где $K_ф$ — коэффициент, зависящий от формы надреза ударного образца. Так, для образца типа I ГОСТ 9454-78 $K_ф$ =3; h_1— высота образца в сечении по надрезу; tgθ — угол изгиба образца, определяемый путем совмещения половинок образца после разрушения.

С учетом (2) формулу (1) запишем в виде

$$A = \frac{\sigma^2}{2E} l b h + a_v K_ф b h_1^2 tg\theta \qquad (3)$$

Известно [2], что охрупчивание сталей происходит в основном за счет снижения пластичности, значение которой можно оценить по величине отношения ударной вязкости к твердости по Бринеллю для исследуемого состояния.

Для получения такой характеристики пластичности разделим уравнение (3) на произведение твердости по Бринеллю на величину bh_1^2, т.е. величину пропорциональную значению момента сопротивления сечения образца по надрезу, приняв значение

$$h_1 = kh, \qquad (4)$$

где к<1 — коэффициент, учитывающий глубину надреза образца.

$$\beta_t = \frac{\sigma^2 l}{2EK^2 hHB} + \frac{a_v K_ф tg\theta}{HB} \qquad (5)$$

В связи с тем, что значение удельной работы пластического деформирования a_v при ударном изгибе и ударном растяжении одинаково, то его значение можно представить в виде [3]

$$a_v = \eta \sigma_{вд} \varepsilon_д, \qquad (6)$$

где η = 0,8 ÷0,9 — коэффициент полноты диаграммы динамического растяжения; $\sigma_{вд}$ — динамический предел прочности стали; $\varepsilon_д$ — относительное удлинение при динамическом растяжении.

Известно [4], что как при динамическом, так и при статическом нагружении между характеристиками прочности и твердостью по Бринеллю существуют устойчивые зависимости типа

$$\sigma_в = cHB \qquad (7)$$

С учетом (6) и (7) уравнение (5) записывается в виде

$$\beta_t = \frac{\varepsilon l}{2C_1K^2h} + \eta\frac{\varepsilon_{пл}}{C_2}\mathrm{tg}\theta \qquad (8)$$

или с учетом размеров стандартных ударных образцов

$$\beta_t = \frac{2\varepsilon}{C_1K^2} + \eta\frac{\varepsilon_{пл}}{C_2}\mathrm{tg}\theta \qquad (9)$$

получаем безразмерную характеристику пластичности, как сумму ее упругой и пластической составляющих, где C_1 и C_2 — коэффициенты взаимосвязи между пределом упругости и пределом прочности при динамическом нагружении соответственно.

При вязком состоянии значением упругой составляющей общей деформации можно пренебречь.

Состояние, при котором упругая и пластическая составляющие деформации становятся равными между, собой оценивается как критическое. В этом случае при образовании трещины в тонком, максимально пластически деформированном, и наиболее удаленном от нейтральной оси слое, освобождающаяся запасенная упругая энергия становится разрушающей.

Из формулы (3) видно, что критическое состояние может наступить при одновременном увеличении запаса упругой энергии, и при малых затратах энергии на пластическое деформирование малых объемов металла, что имеет место при ударном и статическом изгибе крупногабаритных образцов с глубокими острыми надрезами даже при положительных температурах.

Для практического применения данной теории при оценке состояния конструкций по значениям ударной вязкости удобно пользоваться формулой (3). Для чего необходимо в значение сертификатных характеристик сталей ввести значения удельной работы пластического деформирования a_v и угла изгиба образца после разрушения $\mathrm{tg}\theta$, определяемых для состояния поставки при температуре +20°С.

При этом, в качестве характеристики пластичности стали удобнее использовать значение относительного сужения при растяжении у, которое уменьшается при снижении температуры, но остается не изменяемым при статическом и ударном нагружении [3]. Значение у для контролируемого состояния стали можно определить по результатам измерения твердости по Бринеллю по формуле

$$\psi_h = \psi_0 - \ell_n\frac{h_0}{h_t}, \qquad (10)$$

где ψ_0 — относительное сужение стали в состоянии поставки; h_0 — глубина отпечатка при измерении твердости по Бринеллю в состоянии поставки; h_t — глубина отпечатка при контрольном измерении.

В итоге, используя сертификатные данные механических свойств исследуемой стали, и по результатам измерения твердости контролируемых зон можно оценить значение ударной вязкости металла этих зон, как браковочного критерия, не прибегая к разрушающим методам контроля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хмелев А.А., Сидоров В.А. Неразрушающий метод оценки состояния конструкций // Машиностроение. — Мн., 2003. — Вып.19. — С. 565–568. 2. Жданович Г.М., Хмелев А.А. О диаграмме хрупковязкого состояния малоуглеродистых сталей при ударном изгибе// Проблемы прочности. — 1981. — №1. — С. 22–24. 3. Васильев В.И., Рощин М.Б., Товстых Е.В. Судостроительные материалы. — Л.: «Судостроение», 1971.— С.13. 4. Марковец М.П. Определение механических свойств металлов по твердости. — М.: «Машиностроение», 1979. — 192 с.

УДК 621.83.062.6

А.А. Цереня

РАБОТА КУЛАЧКОВО-ЗУБЧАТОЙ МУФТЫ СВОБОДНОГО ХОДА С ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

Военная академия Республики Беларусь
Минск, Беларусь

На кафедре механики ВА РБ разработана муфта, которая является логическим продолжением предложенных в тогда еще Белорусском политехническом институте муфт [1].

Достоинством этих муфт является отсутствие предварительного поджима тел заклинивания к ведомой полумуфте, то есть, устранен контакт тел заклинивания при свободном ходе. Однако имеет место некоторая неопределенность поведения тел заклинивания. Например, если угловая скорость ведомой полумуфты существенно снизится и станет ниже угловой скорости ведущей полумуфты, то муфта может не заклиниться при условии постоянства угловой скорости ведущей полумуфты. Кроме того, нельзя ожидать от этой муфты высокого быстродействия за счет увеличенного угла относительного

поворота полумуфты при выборе зазора между рабочими поверхностями кулачков и обоймы ведомой полумуфты [2]. «Порог срабатывания» муфты плавающий, что также является ее недостатком. Кафедрой механики и были приложены усилия на устранение вышеперечисленных недостатков муфты.

Динамики заклинивания обгонной муфты проанализирована в работе [3].

Устройство кулачково-зубчатая муфты свободного хода с обратной связью показано на рис. 1 и 2.

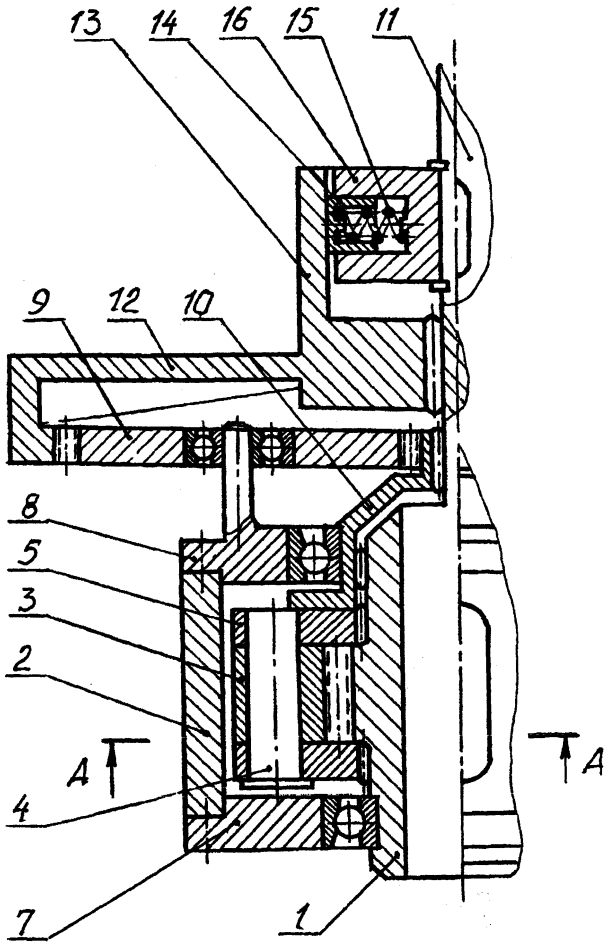


Рис. 1.

Ведущая полумуфта выполнена в виде звездочки 1. Обойма 2 с гладкой цилиндрической поверхностью является ведомой полумуфтой. С ведущей полумуфтой 1 зацеплены заклинивающие элементы — эксцентричные кулачки 3, свободно установленные на опорных осях 4. Оси 4 зафиксированы от осевого смещения в двух дисках-сепараторах 5, которые являются подвижными как относительно ведущей полумуфты, так и ведомой полумуфты. В дисках-сепараторах закреплено несколько упоров в виде штифтов 6, которые удерживают муфту в нейтральном положении.

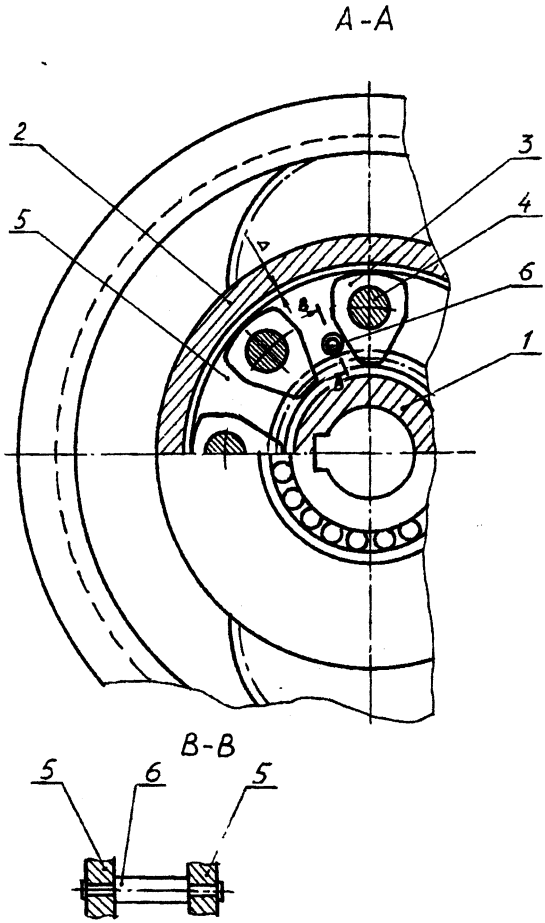


Рис. 2.

Рабочие поверхности эксцентричных кулачков 3 со стороны ведомой полумуфты располагаются эксцентрично по отношению к опорным осям 4 и разделены с ведомой полумуфтой в нейтральном положении гарантированным зазором Δ. Ведомая полумуфта соединена с крышками 7 и 8, установленными на подшипниках. Крышка 8 выполнена в виде осей сателлитов 9. Таким образом, ведомая полумуфта вместе с крышками 7 и 8 является водилом планетарной передачи.

Центральное колесо 10 («солнце») и диски-сепараторы 5 установлены на игольчатых роликах. Ведущий вал 11, жестко соединенный с ведущей полумуфтой, свободно соединен посредством игольчатых роликов со вторым центральным колесом 12 («эпицикл»). Колесо 12 имеет барабан 13 с гладкой цилиндрической поверхностью. Гладкая цилиндрическая поверхность барабана контактирует с плунжерами 14, поджимаемые пружинами 15 ротора 16 радиально-плунжерного поджима.

Кратко остановимся на работе муфты с обратной связью.

Обе полумуфты 1 и 2 вращаются по часовой стрелке. При отставании ведомой полумуфты от ведущей за счет срабатывания планетарной (кинематической) передачи диски-сепараторы 5 гарантированно остановятся при достижении «порога срабатывания», а эксцентричные кулачки 3 повернутся вокруг осей 4 против часовой стрелки.

Эксцентричные поверхности коснутся рабочей поверхности ведомой полумуфты, а в местах контактов возникнут силы трения и нормальные силы. Под действием как сил трения, так и окружных сил в зоне контакта зубьев полумуфты 1 и эксцентричных кулачков 3 происходит заклинивание. Расклинивание осуществляется под действием нормальных сил.

Когда же ведомая полумуфта перегонит ведущую, диски-сепараторы от планетарной передачи начнут вращаться быстрее ведущей полумуфты и эксцент-ричные кулачки 3 упрутся в штифты 6. Эксцентричные кулачки и штифты будут находиться в постоянном контакте, пока полумуфта 1 не начнет обгонять полумуфту 2. Когда эксцентричные кулачки 3 и штифты 6 находятся в контакте, кинематическое рассогласование сглаживается пробуксовкой плунжеров 14 относительно барабана 13.

Подбор чисел зубьев планетарного механизма для получения необходимого «порога срабатывания» производится следующим образом.

При достаточно больших угловых скоростях, заданных техническими условиями, радиально-роторный поджим обеспечивает равенство угловой скорости центрального колеса 12 и ведущей полумуфты. Обозначим эту угловую скорость ω_2. Угловую скорость ведомой полумуфты 2, связанную с крышкой 8 и являющуюся водилом, обозначим через $\omega_н$.

В обращенном механизме, т.е. при неподвижном водиле, передаточное отношение равно

$$i^{н}_{10,12} = -\frac{z_{10}}{z_{12}} = \frac{\omega_1 - \omega_н}{\omega_2 - \omega_н}. \qquad (1)$$

Из (1) находим ω_2

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 - \omega_н - \frac{z_{10}}{z_{12}} \cdot \omega_н}{-\frac{z_{10}}{z_{12}}}. \qquad (2)$$

Угловая скорость ω_2 будет нулевой при условии

$$\omega_1 - \omega_н - \frac{z_{10}}{z_{12}} \cdot \omega_н = 0. \qquad (3)$$

Решая (3) относительно $\frac{z_{10}}{z_{12}}$, получаем возможность найти $\frac{z_{10}}{z_{12}}$ при строго определенном «пороге срабатывания» ($\omega_1 - \omega_н$)

$$\frac{z_{10}}{z_{12}} = \frac{\omega_1 - \omega_н}{\omega_н}. \qquad (4)$$

Весь механизм является «кинематическим определенным» до тех пор, пока эксцентричные кулачки 3 не упрутся в штифты 6.

В этом случае только правильный выбор параметров радиально-роторного поджима обеспечит работу муфты на этом режиме.

Принципиально радиально-роторный поджим есть не что иное, как центробежная муфта, с тем только отличием, что в этой муфте она замыкает и частично размыкает не «силовую», а «кинематическую» цепь.

Выбор параметров радиально-роторного поджима является одним из ключевых вопросов проектирования кулачково-зубчатой муфты свободного хода с механической обратной связью, и от этого выбора зависит работоспособность и точность включения муфты.

Выводы:

1. Применение кулачково-зубчатой муфты свободного хода с механической обратной связью обеспечит независимость ее работы от значений угловых ускорений ведомой полумуфты.

2. Переход на режим отключения муфты осуществляется при строго очерченном «пороге срабатывания»

3. Небольшое увеличение инерционных масс сильно не повлияет на работоспособность муфты, так как принципиально планетарную передачу можно выполнить из наиболее легких материалов, т.к. планетарная передача является не «силовой», а «кинематической».

4. Выбор параметров радиально-роторного поджима требует более глубоких исследований, как теоретического, так и экспериментального плана.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. № 396483 (СССР). Муфта. Опубликовано в бюл. №36 29.08.1973. 2. Скойбеда А.Т., Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н. Детали машин и основы конструирования — Мн.: Вышэйшая школа, 2000. 3. Поздеев Е.В., Котлобай А.Я., Бутусов Г.Ф., Гуськов В.В. Динамика заклинивания обгонной муфты // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. Выпуск 3. — Мн.: Вышэйшая школа, 1988.

УДК 531.39:629.4.015

А.О. Шимановский

ДИНАМИКА СИСТЕМЫ «ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО — ЖИДКОСТЬ» ПРИ ВХОДЕ ЦИСТЕРНЫ В КРИВУЮ

Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь

При транспортировке жидких грузов железнодорожным транспортом масса порожней цистерны сопоставима с массой перевозимой жидкости. Это приводит к изменению динамических качеств транспортного средства, перевозящего жидкость по сравнению с вагонами с твердым грузом. На них оказывает влияние перемещение жидкости относительно котла. Наибольший интерес здесь представляет изучение характера движения цистерн при переходных режимах движения, в частности, при входе в кривую. В то же время движение вагонов по кривым изучено недостаточно. Поэтому в работе поставлена задача разработки математической модели неравномерного движения цистерны по кривой.

Расчетная схема железнодорожной цистерны представляет собой механическую систему, включающую жесткий кузов, опирающийся на тележки с одинарным рессорным подвешиванием (рис. 1). Действие жидкости на котел учитывается путем введения распределенных сил давления. Их нахождение

осуществляется в процессе решения гидродинамической задачи о движении массива жидкости со свободной поверхностью, находящейся в котле цистерны.

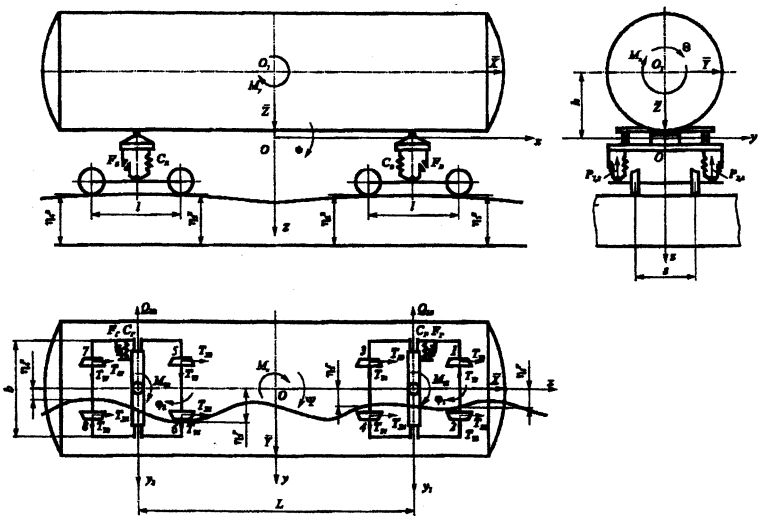


Рис. 1. Расчетная схема железнодорожной цистерны

Система дифференциальных уравнений пространственных колебаний грузового вагона приобретает вид:

$$
\left.
\begin{aligned}
& m\ddot{z} + P_1 + P_2 + P_3 + P_4 - mg - Z = 0; \\
& I_y\ddot{\Phi} + (P_1 + P_2 - P_3 - P_4)\frac{L}{2} - Xh - M_y = 0; \\
& I_z(\ddot{\Psi} + \varepsilon) + (Q_1 - Q_2)\frac{L}{2} + M_{T1}sign(\dot{\Psi} - \dot{\varphi}_1) + M_{T2}sign(\dot{\Psi} - \dot{\varphi}_2) - M_z = 0; \\
& m(\ddot{y} + a_n) + Q_1 + Q_2 - Y = 0; \\
& I_x\ddot{\Theta} + mh\ddot{y} + (-P_1 + P_2 - P_3 + P_4)\frac{b}{2} - M_x - Yh = 0; \\
& m_T(\ddot{y}_1 + a_{n1}) - Q_1 - (T_{y1} + T_{y2} + F_1 + T_{y3} + T_{y4} + F_2) = 0; \\
& m_T(\ddot{y}_2 + a_{n2}) - Q_2 - (T_{y5} + T_{y6} + F_3 + T_{y7} + T_{y8} + F_4) = 0; \\
& I_T(\ddot{\varphi}_1 + \varepsilon_1) + (T_{y1} + T_{y2} + F_1 - T_{y3} - T_{y4} - F_2)\frac{l}{2} - (T_{x1} - T_{x2} + T_{x3} - T_{x4})\frac{s}{2} + \\
& + M_{T1}sign(\dot{\varphi}_1 - \dot{\Psi}) = 0; \\
& I_T(\ddot{\varphi}_2 + \varepsilon_2) - (T_{y5} + T_{y6} + F_3 - T_{y7} - T_{y8} - F_4)\frac{l}{2} - (T_{x5} - T_{x6} + T_{x7} - T_{x8})\frac{s}{2} + \\
& + M_{T2}sign(\dot{\varphi}_2 - \dot{\Psi}) = 0.
\end{aligned}
\right\} \quad (1)
$$

В уравнениях системы (1) приняты следующие обозначения: y, z — ордината и аппликата точки пересечения вертикальной оси симметрии кузова с плоскостью его опоры на пятник тележки; Φ, Ψ, Θ — углы поворота кузова вокруг поперечной OY, вертикальной OZ и продольной OX осей соответственно; y_1, y_2 — боковой относ центров тяжести первой и второй тележек соответственно; φ_1, φ_2 — углы поворота соответственно первой и второй тележек относительно вертикальной оси; m, m_T — масса подрессоренных элементов вагона и неподрессоренных частей тележки соответственно; I_y, I_z, I_x — моменты инерции подрессоренных элементов вагона относительно центральных осей OY и OZ и момент инерции кузова относительно оси OX, проходящей на уровне пятников вагона; I_T — момент инерции тележки относительно центральной вертикальной оси; b — расстояние между серединами рессорных комплектов тележки; L, l — база вагона и тележки соответственно; s — расстояние между средними радиусами кругов катания колесной пары; h — высота центра тяжести кузова над пятником; P_i — вертикальные реакции каждого рессорного комплекта тележек вагонов ($i = 1, \ldots, 4$); Q_1, Q_2 — горизонтальные боковые реакции рессорных комплектов первой и второй тележек соответственно; T_{xj}, T_{yj} — продольные и поперечные составляющие касательных реакций между каждым колесом вагона и рельсом соответственно ($j = 1, \ldots, 8$); F_i — сила взаимодействия гребня колеса и рельса; M_{T1}, M_{T2} — момент сил сухого трения в пятниковом узле первой и второй тележек соответственно; X, Y, Z — проекции равнодействующей сил давления жидкости на котел цистерны; M_x, M_y, M_z — моменты относительно осей O_{1x}, O_{1y}, O_{1z} сил давления жидкости на котел; g — ускорение свободного падения. Выражения сил реакций рессорных комплектов и значения моментов трения приведены в [3].

Чтобы учесть дополнительные эффекты, вызванные движением по кривой, в разработанную ранее [1] модель дополнительно введены угловые ускорения ε, ε_1, ε_2, появление которых вызвано изменением ориентации вагона при движении по кривой, а также нормальные ускорения a_n, a_{n1}, a_{n2}.

Поскольку угловая скорость короткого отрезка, моделирующего вагон, движущегося по дуге радиуса r со скоростью V.

$$\omega = \frac{V}{r},$$

то угловое ускорение вагона

$$\varepsilon = \dot{\omega} = \frac{\dot{V}}{r} - \frac{V\dot{r}}{r^2} = \frac{\ddot{x}}{r} - \frac{\dot{x}\dot{r}}{r^2}.$$

Нормальное ускорение

$$a_n = \frac{V^2}{r} = \frac{(\dot{x})^2}{r}.$$

Для описания движения жидкости в процессе ее перемещения внутри котла цистерны используется система дифференциальных уравнений, включающая уравнения Навье-Стокса и неразрывности:

$$\frac{d\bar{v}}{dt} = \bar{f} - \frac{1}{\rho}\operatorname{grad} p + \nu\bar{v};$$

$$\operatorname{div}\ \bar{v} = 0 \cdot$$

где $\bar{v}$ — вектор скорости частицы жидкости; p — давление жидкости в рассматриваемой точке; ρ — плотность жидкости; ν — кинематическая вязкость жидкости; $\bar{f}$ — плотность распределения внешних объемных сил, действующих на частицу жидкости;

$$\bar{f} = \bar{g} - \bar{a}_{\text{пер}} - \bar{a}_{\text{кор}},$$

где $\bar{g}$ — ускорение свободного падения.

Наличие в уравнениях переносного $\bar{a}_{\text{пер}}$ и кориолисова $\bar{a}_{\text{кор}}$ ускорений обусловлено движением котла цистерны, приводящим к появлению сил инерции. Выражения этих ускорений имеют вид:

$$\bar{a}_{\text{пер}} = \bar{a}_O + \frac{d\bar{\omega}_к}{dt}\times\bar{r} + \bar{\omega}_к\times(\bar{\omega}_к\times\bar{r}); \quad \bar{a}_{\text{кор}} = 2\left(\bar{\omega}_к\times\frac{d\bar{r}}{dt}\right),$$

где $\bar{a}_O$ — ускорение начала подвижной системы отсчета O, связанной с котлом; $\bar{\omega}_к$ — вектор угловой скорости котла цистерны; $\bar{r}$ — радиус-вектор частицы жидкости, проведенный из точки O.

Действие жидкости на котел учитывается через распределенные силы давления. Их равнодействующая $\bar{F}$ и результирующий момент сил давления $\bar{M}_O$ определяются путем интегрирования по смоченной поверхности котла Σ:

$$\bar{F} = -\int_\Sigma p\bar{n}dS; \quad \bar{M}_O = -\int_\Sigma (\bar{r}\times\bar{n})pdS,$$

где $\bar{n}$ — единичный вектор нормали к поверхности.

В результате расчетов определено распределение скоростей течения жидкости в зависимости от времени, а также изменение уровня жидкости в процессе движения с постоянным ускорением. Выполнена визуализация процесса перетекания жидкости.

На рис. 2 приведены схемы расположения жидкости в цистерне для ряда последовательных моментов времени. Они показывают, что в течение поворота свободная поверхность жидкости имеет форму, близкую к прямолинейной. Следовательно, для приближенных расчетов переходных режимов движения цистерн можно использовать модель, предполагающую, что свободная поверхность жидкости остается плоской в течение процесса торможения [2].

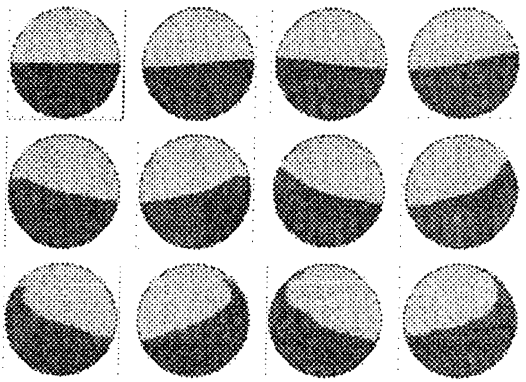


Рис. 2. Схема движения жидкости в котле цистерны

Полученные результаты позволили уточнить значение опрокидывающего момента при входе цистерны в поворот. Он оказался на 20% большим по сравнению со значением, полученным при использовании маятниковой модели жидкости.

Анализ выполненных многократных расчетов позволил сделать вывод о необходимости ограничения скорости входа цистерны, частично заполненной жидкостью, на боковой путь пятьюдесятью километрами в час.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шимановский А.О. Математическая модель и расчет динамики цистерн, частично заполненных жидкостью// Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике. — Мн.: УП «Технопринт», 2001. — С. 506–510. 2. Шимановский А., Плескачевский Ю., Кракова И. Влияние перетекания жидкости в цистернах на их динамику при переходных режимах движения// ЛУЖЕЛ, The 7th International Scientific Conference of Railway Experts.– Yugoslavia, Vrnjacka Banja, October 04–06. — Београд, 2000. — С. 404–407.

УДК 621.825

В.И. Шпилевский, О.И. Леута

РАЗРАБОТКА УПРУГИХ ДИСКОВЫХ МУФТ ПОВЫШЕННОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Среди муфт с упругими резиновыми элементами широкое распространение получили пальцевые муфты с упругим диском (рис.1). Их выгодно отличает простота конструкции и монтажа, однако по нагрузочной способности они уступают широко распространенным муфтам МУВП.

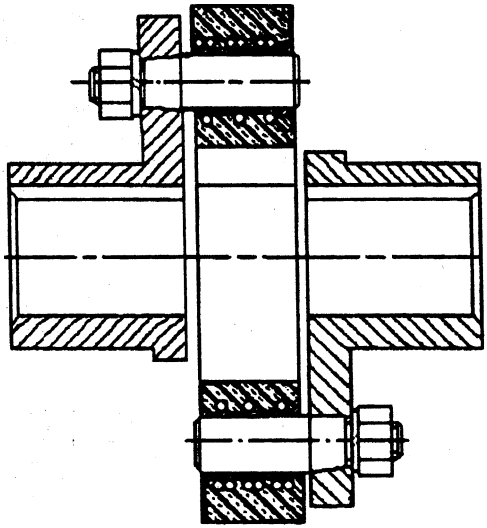


Рис.1. Пальцевая муфта с упругим диском

Опыт эксплуатации муфт с упругим диском показывает, что подавляющее большинство отказов связано с разрушением диска. При этом наблюдается два вида дефектов: образование радиальных трещин у кромок отверстий под пальцы, прорастающих до центрального отверстия, и разнашивание отверстий под пальцы.

Повышение эксплутационной надежности таких муфт развивается по двум основным направлениям. Первое из них связано с исследованием напряженно-деформированного состояния упругого диска и разработкой на этой

базе уточненных методов расчета. Так, в работе [1] размеры упругого диска рекомендуется определять по формуле:

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot T \cdot (1+\alpha \cdot f) \cdot A_T}{\alpha \cdot \beta \cdot \gamma \cdot (1-\beta) \cdot z \cdot [\sigma_p]}}, \qquad (1)$$

где T — номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой, $H \cdot м$;
f — коэффициент трения между диском и пальцами ($f \approx 0.6$);
$\alpha = 0.14 \div 0.16$; $\beta = 0.25 \div 0.26$; $\gamma = 0.45 \div 0.50$.

Количество пальцев z определяется следующим образом:

при $T \leq 10\ H \cdot м$, $z = 4$;

при $10\ H \cdot м \leq T \leq 80\ H \cdot м$, $z = 6$;

при $T \geq 80\ H \cdot м$, $z = 8$.

Величина допускаемых напряжений задается в долях от модуля упругости материала диска: $[\sigma_p] = (0.15 \div 0.20)E$. Величина A_T находится из полинома вида:

$$A_T = 10^3 \cdot (a_0 + a_1 \cdot \beta + a_2 \cdot \gamma + a_3 \cdot \beta^2 + a_4 \cdot \gamma^2 + a_5 \cdot \beta \cdot \gamma), \qquad (2)$$

Значения коэффициентов в формуле (2) определяются из табл. 1.

Таблица 1

z	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
4	-0.359	4.033	4.706	-3.000	0.050	-9.950
6	-0.377	5.600	4.157	-3.067	-0.617	-14.000
8	-0.716	11.520	2.784	-17.911	-0.328	-13.067

Остальные размеры диска определяют из найденного диаметра D:

$$B = \beta \cdot D; \quad D_1 = D \cdot (1-\beta); \quad h = \alpha \cdot D; \quad d_н = \gamma \cdot \beta \cdot D. \qquad (3)$$

На наш взгляд расчетные методы повышения долговечности позволяют создавать конструкции дисков, материал которых равномерно нагружен по всему объему. Однако качественный скачок в повышении надежности дисков можно достичь двумя путями, связанными с использованием более эффективных и дорогостоящих эластомеров или армированием дисков.

Наиболее простой вид армирования, предотвращающий разнашивание отверстий под пальцы, заключается в установке в этих отверстиях металлических втулок, привулканизированных к материалу диска. Например, для

диска с $D = 160$ *мм*; $D_1 = 125$ *мм*; $h = 24$ *мм*; $d_н = 16$ *мм*; $d_в = 22$ *мм* (наружный диаметр втулки); $z = 8$ участки растяжения и сжатия передают практически одинаковую нагрузку, а при отсутствии втулок зона растяжения передает лишь 14% нагрузки.

Недостатками дисков с втулочной арматурой является их повышенная крутильная жесткость и снижение компенсационных свойств. Однако жесткие требования к долговечности муфт требует применения именно таких дисков [1]. Анализ номенклатуры упругих дисков выпускаемых за рубежом, также свидетельствуют о том, что неармированные диски практически не производятся.

Известны также конструкции дисков, армированных стальным канатом. При этом канат замкнут в серьгу эллиптической формы, в фокусах которого располагаются две соседние втулки диска [2]. Каждая пара втулок в таком диске соединена одной — двумя серьгами.

Однако до настоящего времени нет надежного способа соединения встык двух тросов. Поэтому растягивающие усилия, которые способны передать тросы при наличии такого соединения, в десять раз меньше разрывного усилия монолитного троса.

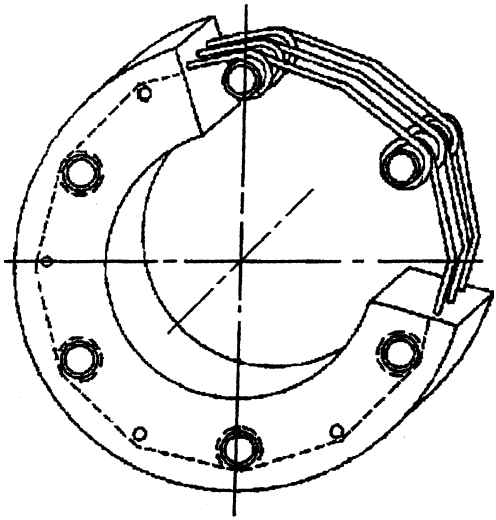


Рис. 2. Упругий армированный диск

Этот недостаток устранен в конструкции диска, представленной на (рис.2). В такой конструкции все втулки последовательно охвачены одним

тросом, навитым по винтовой линии и образующим петли, охватывающие втулки диска. Наличие петель на втулках позволяет достаточно просто осуществлять крепление троса к втулкам, при этом отпадает необходимость в применении крепежных деталей — болтов, винтов и т.д. Места крепления троса в начале и в конце навивки практически разгружены от окружных сил, так как эти силы в основном воспринимаются более жесткими участками троса, находящимися между втулками. Конструкция достаточно технологична и для ее быстрой сборки разработаны соответствующие методы и сборочные приспособления, позволяющие последовательно обматывать петлями троса все втулки диска. Не останавливаясь подробно на особенностях технологии изготовления дисков, отметим лишь, что конструкция сборочных приспособлений позволяет получать циклоидальную траекторию движения наматываемого по винтовой линии и под натяжением троса.

Чтобы сохранить низкие значения крутильной жесткости, характерные для неармированных дисков, армирующему тросу на участках между втулками может придаваться изогнутая форма. Для этого в конструкцию намоточного устройства вводят технологические пальцы, на которые укладываются витки троса. После прессования и вулканизации диска технологические пальцы извлекаются, оставляя в диске отверстия (см. рис. 2). При передаче крутящего момента изогнутые участки троса распрямляются на соответствующую величину. Передача предельного момента сопровождается полным распрямлением троса, и его витки начинают передавать только растягивающую нагрузку.

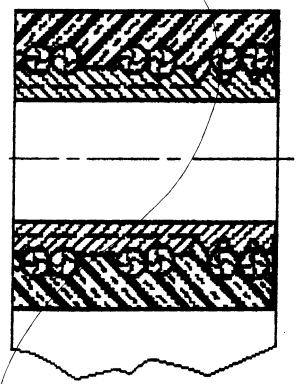


Рис. 3. Фиксация втулок в диске

Предотвращение выпадения втулок из диска и осевого смещения витков троса на них при сборке диска осуществляется достаточно простым спосо-

бом и заключается в выполнении на наружной поверхности втулки витков резьбы (рис.3) . Очевидно при этом, что направление навивки петель троса вокруг втулок и направление витка резьбы втулки должно быть одинаковым. Еще более эффективная фиксация втулок в резиновом массиве диска и сцепление витков троса с втулками достигается при двойном и тройном петлеобразовании. В этом случае дуга охвата с 360° до 720° и 1080°, что позволяет исключить проскальзывание троса по втулкам.

Разработанные конструкции упругих дисков муфт отличаются повышенной несущей способностью, имеют нелинейные характеристики и достаточно технологичны в изготовлении. Технология их изготовления обеспечивает высокопроизводительную сборку тросовой арматуры и легкую переналадку на различные способы навивки тросов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Михайлов Б.К., Иванов Б.С. Муфты с неметаллическими упругими элементами. Теория и расчет. — Л.: Машиностроение, 1987. — 145 с. 2. Поляков В.С., Барбаш И.Д. Муфты. Конструкции и расчет. — Л.: Машиностроение, 1973. — 336 с.

УДК 621.002

Г.Н. Алехнович

КОНТАКТНАЯ ЖЕСТКОСТЬ ПЛОСКИХ СТЫКОВ ДЕТАЛЕЙ С РЕГУЛЯРНЫМ МИКРОРЕЛЬЕФОМ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Внешним критериям точности и работоспособности прецизионных узлов трения наряду с прочностью является их жесткость. Жесткость любого узла трения в основном определяется двумя компонентами: собственной жесткостью деталей и контактной, определяемой деформациями в местах спряжений деталей. В контакте узлов трения действительная площадь контакта весьма мала. Это связано с микро и макро неровностями контактирующих поверхностей, в результате чего при малых нагрузках действительная площадь контакта составляет доли процента от номинальной. Поэтому в прецизионных приборах, механизмах и машинах контактные деформации превалируют над собственными.

Зависимость между жесткостью стыков и величиной нагрузки в зависимости от методов обработки и чистоты поверхности можно описать степенной моделью $\delta = c \cdot g^m$, где δ — величина сближения поверхностей при нагружении; g — номинальное давление, а показатель степени m и коэффициента C зависят от материала сопрягаемых поверхностей ей и их шероховатости.

Были экспериментально исследованы образцы из чугуна СЧ28-48.Номинальная площадь стыка составила $F = 13,2 \cdot 10^{-4}$ м^2. Размеры стыка позволили учесть влияние волнистости и практически исключить влияние от прямолинейности и плоскостности. Исследование контактных деформаций проводилось на специальном стенде, конструкция которого позволила исключить погрешности, вызываемые деформацией стыков входящих в измерительную систему и свело к минимуму ошибку в следствии упругой деформации образцов.

На рис. 1 приведены экспериментальные кривые зависимости сближения образцов от давления при различных видах обработки стыкуемых поверхностей, построенные по средним арифметическим из величин сближения, полученным для четырех образцов. Эти кривые имеют обычный для случая

центрального нагружения вид, выражающий нелинейную зависимость между сближением δ и давлением g. Поскольку основная часть пластических деформаций происходит при первом нагружении, то при повторных нагружениях контакт имеет характер упругих деформаций.

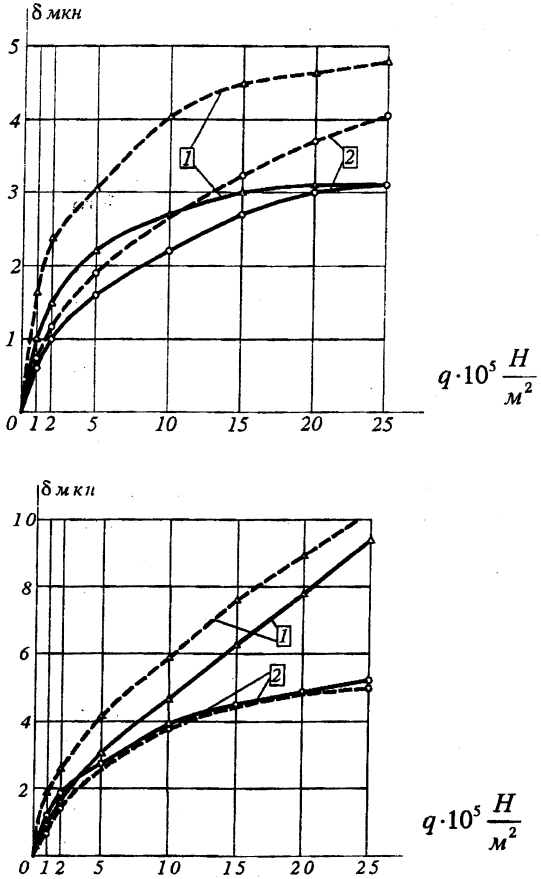


Рис.1. Зависимость сближения δ — от давления g для поверхностей, обработанных различными способами: а — шлифование (1) и виброобкатывание после шлифования (2); б — строгание (1) и виброобкатывание после строгания (2). Штриховые линии — первичное нагружение, сплошные — повторное нагружение

Анализируя кривые видно, что у виброобкатанных поверхностей они располагаются ниже, чем у поверхностей, обработка которых предшествовали виброобкатыванию.

Контактная жесткость виброобкатных образцов повторном нагружении оказалась большей, чем обработанных всеми исследовавшимися способами резания. Так виброобкатывание увеличивает контактную жесткость поверхностей обработанных резанием на 12%, шлифованием на 34% и фрезерованных на 10% (при давлении $g = 5 \cdot 10^5 \frac{H}{M^2}$).

Применение виброобкатывания как финишной операции при обработке металов резанием позволяет увеличить контактную жесткость.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шнейдер Ю,Г., Амбрамян Р.Х. Контактная жесткость поверхностей с регулярным микрорельефом. Тезисы докладов всесоюзного научно-технического семинара по контактной жесткости в машиностроении. — Тбилиси, 1974. — С. 201–203.

УДК 532.5

Г.Н. Алехнович

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ОБРАЗОВАНИЯ ЖИДКОСТНОГО СЛОЯ В ГИДРОДИНАМИЧЕКОЙ ОПОРЕ С РЕОЛОГИЧЕСКИ СЛОЖНОЙ СМАЗКОЙ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Рассматривается движение смазки подчиняющейся степенному закону $\tau = k\dot{\gamma}^n$ в зазоре между поверхностями опоры скольжения (рис.1). Под действием внешних сил зазор в опоре получается переменным от δ в точке B до O в точке A. Точное решение задачи движения смазки представляет собой сложную задачу. Но ничтожно малый зазор позволяет принять упрощенную модель для ее решения.

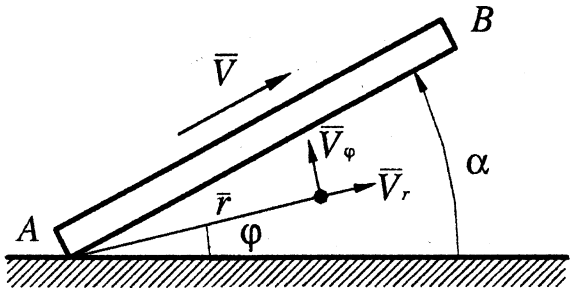


Рис. 1. Схема гидродинамического клина упрощенной модели плоской задачи

Зазор очень мал по сравнению с длинной, по этому изменением картины распределения скоростей и напряжений вдоль оси Z можно пренебречь и рассматривать плоскую задачу (в плоскости r, φ).

В координатах r и φ компоненты тензора напряжения выражаются через компоненты тензора скоростей деформаций для смазки подчиняющейся степенному закону в следующем виде [1]:

$$P_{rr} = -P + 2k\ \Im^{n-1}\frac{\partial Ur}{\partial r},$$

$$P_{\varphi\varphi} = -P + 2k\ \Im^{n-1}\left(\frac{\partial U\varphi}{r\partial\varphi} + \frac{Ur}{r}\right), \qquad (1)$$

$$P_{r\varphi} = k\Im^{n-1}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial Ur}{\partial\varphi} + \frac{\partial U\varphi}{\partial r} - \frac{U\varphi}{r}\right).$$

где U_φ и U_r — компоненты скорости, $\Im$ — интенсивность скоростей деформаций.

$$\Im = \sqrt{2\left[\left(\frac{\partial Ur}{\partial r}\right)^2 + \left(\frac{1}{r}\frac{\partial U\varphi}{\partial\varphi} + \frac{Ur}{r}\right)^2 + \left(\frac{\partial U\varphi}{\partial r} + \frac{1}{r}\frac{\partial Ur}{\partial\varphi} - \frac{U\varphi}{r}\right)^2\right]} \qquad (2)$$

Полагаем, что смазка является несжимаемой, поэтому должно удовлетворятся уравнение неразрывности деформаций.

$$\frac{\partial Ur}{\partial r} + \frac{1}{r}\frac{\partial U\varphi}{\partial\varphi} + \frac{Ur}{r} = 0 \qquad (3)$$

Если ввести функцию тока

$$\psi(r,\varphi),\ \text{то}\ U_r = \frac{1}{r}\ \frac{\partial\psi}{\partial\varphi},\ U_\varphi = -\ \frac{\partial\varphi}{\partial r}.$$

Функцию тока представим в виде

$$\psi(r,\varphi) = rW(\varphi);\ \text{тогда}\ U_r = W'(\varphi)\ \text{и}\ U_{\varphi=-W(\varphi)} \qquad (4$$

где $W'(\varphi)$ — производная от $W(\varphi)$ по φ.

Для решения задачи пренебрежем силами инерции и напишем уравнения гидромеханики в виде

$$\frac{\partial \Pr r}{\partial r} + \frac{\partial \Pr\varphi}{r\partial\varphi} + \frac{\Pr r - P\varphi\varphi}{r} = 0 \qquad (5)$$

$$\frac{\partial \Pr\varphi}{\partial r} + \frac{1}{r}\ \frac{\partial P\varphi\varphi}{\partial\varphi} + 2\frac{\Pr\varphi}{r} = 0 \qquad (6)$$

Постоянные интегрирования найдем из следующих условий

1. При $\varphi = \alpha$ $Ur_{|\varphi=\alpha} = W'(\varphi)_{|\varphi=\alpha} = -U$,
2. При $\varphi = 0$ $Ur_{|\varphi=0} = W'(\varphi)_{|\varphi=0} = 0$,
3. При $\varphi = \alpha$ $U\varphi_{|\varphi=\alpha} = -W'(\varphi)_{|\varphi=\alpha} = 0$,
4. При $\varphi = 0$ $U_{|\varphi=0} = -W'(\varphi)_{|\varphi=0} = 0$.
5. Первые два условия прилипание смазки к поверхностям опоры скольжения. Условия 3 и 4 непроницаемость поверхностей опоры. Одновременно эти условия выражают постоянства нулевого расхода через любое поперечное сечение зазора.

Подставим (4) в (1) и получим

$$\Pr r = P\varphi\varphi = -\ P$$

$$\tau = \Pr\varphi = \pm k\left[\frac{W''(\varphi) + W(\varphi)}{r}\right]^n$$

$$\Im = \left|\frac{W''(\varphi) + W(\varphi)}{r}\right| \qquad (7)$$

Поставим (7) в (5) и (6).

Получим при n близком к 1

$$W^{IV}(\varphi) + W''(\varphi) + (2-n)\ [W''(\varphi) + W(\varphi)] = 0$$

Решением этого уравнения будет

$$W(\varphi) = C_1 \sin\varphi + C_2 \cos\varphi + C_3 \sin(\sqrt{2-n}\varphi) + C_4 \cos(\sqrt{2-n}\varphi) \quad (8)$$

Дифференцируя это равенство, имеем

$$W'\varphi = C_1 \cos\varphi - C_2 \sin\varphi + C_3\sqrt{2-n}\cos(\sqrt{2-n}) - C_4\sqrt{2-n}\sin(\sqrt{2-n}\varphi) \quad (9)$$

Эта система имеет решение относительно C_1, C_2, C_3, C_4 если определитель $Д \neq 0$

$$Д = \begin{vmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & \sqrt{2-n}\cos(\sqrt{2-n\alpha}) & \underline{\sqrt{2-n}\sin(\sqrt{2-n\alpha})} \\ 1 & 0 & \sqrt{2-n} & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & \sin(\sqrt{2-n\alpha}) & \underline{\cos(\sqrt{2-n\alpha})} \\ 0 & 1 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$

Значение α, при котором $Д = 0$ не применимо.

Для определения давления в зазоре представим и перечислим (6) в виде

$$-\frac{1}{r}\frac{\partial P}{\partial\varphi} + \frac{\partial\tau}{\partial r} + 2\frac{\tau}{r} = 0$$

Тогда

$$P = \int \left(r\frac{\partial\tau}{\partial r} + 2\tau \right) d\varphi + G(r),$$

или

$$P = \frac{k(2-n)}{r^n} \int \Phi^n d\varphi + G(r), \quad (9)$$

где $\Phi = |W''(\varphi) + W(\varphi)|$.

Определим вид функций $G(r)$.

Дифференцируем (9) по r, имеем

$$\frac{\partial P}{\partial r} = -\frac{kn\ (2-n)}{r^{n+1}} \int \Phi^n dr + G'(r).$$

Подставим найденное значение в (5)

$$-kn(2-n)\int \Phi^n \partial\varphi - G'(r) + kn\Phi^{n-1}\frac{\partial\varphi}{\partial\varphi} = 0$$

Принимая во внимание, что Φ есть функция только от φ положим

$$G(r) = M(r) \ + \ S$$

Подставляя значение $G(r)$ в (9), имеем

$$P = \frac{k(2-n)}{r^n} \int \Phi^n \partial\varphi \ + \ M(r) \ + \ S. \qquad (10)$$

В (10) по физическому смыслу постоянна $M(r)$ должна быть равно 0 и при $r = a$;

$P = 0$ имеем

$$S \ = \ \frac{k(2-n)}{a^n} \ \left|\int \Phi^n d\varphi\right| \varphi = \alpha$$

Давление в точке B опоры равно

$$P_B = k(2-n) \ \left|\int \Phi^n d\varphi\right|_{\varphi=\alpha} \left[\frac{1}{a^n} \ - \ \frac{1}{\ell^n}\right].$$

Давление в точке A равно

$$P_A = P_B \ + \ k(2-n) \ \left|\int \Phi^n d\varphi\right|_{\varphi=\alpha} \frac{1}{\ell^n},$$

или

$$P_A = \frac{k(2-n)}{a^n} \ \left|\int \Phi^n d\varphi\right|_{\varphi=\alpha}.$$

Тогда давление на поверхность направляющей $P(r)$

$$P(r) \ = \ k \ \ (2-n) \ \int \Phi^n d\varphi \ _{\varphi=\alpha} \left[\frac{1}{a^n} \ - \ \frac{1}{\ell^n_{(r)}}\right],$$

Найдем несущую способность опоры скольжения

$$\mathrm{N} \ = \int_a^{\ell} P(r) \ \ dr$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. — М.: Наука, 1970. — 460 с.

УДК 539.3

С.М. Босяков, О.Н. Скляр

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В КУБИЧЕСКИ АНИЗОТРОПНЫХ МАТЕРИАЛАХ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Белорусский государственный университет
Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

В данной работе представлены результаты анализа напряженного состояния кубически анизотропной среды в окрестностях фронтов упругих волн с помощью метода характеристик.

Соответствующую систему уравнений движения запишем в отсутствие массовых сил

$$A_4\Delta u_i + \left(A_1 - A_2 - 2A_4\right)\partial_i^2 u_i + \left(A_2 + A_4\right)\partial_i\partial_k u_k = \rho\ddot{u}_i, \qquad (1)$$

где $\vec{u} = \left(u_1, u_2, u_3\right)$ — вектор перемещений; A_1, A_2, A_4 — постоянные упругости кубически анизотропной среды; $\rho = \rho_0/A_4$; ρ_0 — плотность среды; $\partial_i = \partial/\partial x_i$; точкой обозначается дифференцирование по времени; $i = \overline{1,3}$; по индексу $k = \overline{1,3}$ ведется суммирование.

Решение (1), следуя [1], представим в следующем виде

$$\vec{u} = \vec{h}\, f\left(B\right). \qquad (2)$$

Здесь $\vec{h} = \left(h_1, h_2, h_3\right)$ — вектор прерывности; $B = g\left(n_k x_k - Vt\right)$ — фаза; n_i — направляющие косинусы нормали к характеристической поверхности; V — фазовая скорость распространения упругой волны; g — коэффициент пропорциональности.

Подставив (2) в (1), после несложных преобразований получим

$$\left(1 - v^2 + \left(a - b - 2\right)n_i^2\right)h_i + \left(b + 1\right)n_i n_k h_k = 0, \qquad (3)$$

где $v = V/c_2$ — безразмерная фазовая скорость; $c_2 = \sqrt{A_4/\rho}$ — скорость распространения поперечной волны.

Отличные от нуля решения для компонент вектора прерывности найдем из (3) из условия равенства нулю определителя, составленного из коэффициентов при h_i. Раскрывая определитель при $n_3 = 0$ (что соответствует распространению волны в координатной плоскости $x_3 = 0$), получаем характеристическое уравнение системы (1)

$$(1-v^2)\left((1-v^2)(a-v^2)+(a-b-2)(a+b)n_1^2n_2^2\right)=0 \qquad (4)$$

где $a=A_1/A_4$; $b=A_2/A_4$.

Из (3) при $n_3=0$ будем иметь следующее уравнение для нахождения компонент вектора прерывности

$$\left(1-v^2+(a-1)n_1^2\right)+(b+1)n_1n_2\frac{h_2}{h_1}=0. \qquad (5)$$

Дополняя уравнение (5), условием нормировки $(h_1)^2+(h_2)^2=1$ [2], найдем составляющие вектора прерывности:

$$h_1^{(j)}=Bn_1n_2/W,\ h_2^{(j)}=v_j^2-1-An_1^2/W,$$
$$W=\sqrt{(a-1)^2n_1^2+(b+1)^2n_1^2n_2^2+2(a-1)n_1^2\left(1-v_j^2\right)+\left(1-v_j^2\right)^2}. \qquad (6)$$

Скорости распространения упругих волн находим из (4)

$$v_j=\sqrt{(a+1\pm\Omega)/2},\ v_3=1,\ j=1,2,$$
$$\Omega=\sqrt{(a-1)^2\left(n_1^2-n_2^2\right)^2+4(b+1)^2n_1^2n_2^2}. \qquad (7)$$

Исследуем напряжения, возникающие в кубически анизотропной среде при распространении упругих волн в условиях плоской деформации. Из закона Гука имеем

$$\sigma_{11}=A_1\partial_1u_1+A_2\partial_2u_2,\ \sigma_{22}=A_2\partial_1u_1+A_1\partial_2u_2,$$
$$\sigma_{12}=A_4\left(\partial_1u_2+\partial_2u_1\right),\ \sigma_{33}=A_1\left(\partial_1u_1+\partial_2u_2\right). \qquad (8)$$

где $\partial=\partial/\partial x$.

Подставляя (2) в (8), будем иметь

$$\tilde{\sigma}_{11}\cong ah_1^{(j)}n_1+bh_2^{(j)}n_2,\ \tilde{\sigma}_{22}\cong bh_1^{(j)}n_1+ah_2^{(j)}n_2,$$
$$\tilde{\sigma}_{12}\cong h_1^{(j)}n_2+h_2^{(j)}n_1,\ \tilde{\sigma}_{33}\cong a\left(h_1^{(j)}n_1+h_2^{(j)}n_2\right). \qquad (9)$$

В (9) максимальное значение производной $f'\left(g\left(n_1x_1+n_2x_2-Vt\right)\right)$ условно принято за единицу, $\tilde{\sigma}_{kl}=\sigma_{kl}/A_4$ — безразмерные напряжения, $k,l=1,2$.

Построим распределение напряжений при динамическом нагружении кубически анизотропного материала в условиях плоской деформации ($x_3=0$). Для этого найдем тангенс угла наклона, определяющий направление луча, проходящего через начало системы координат и точку среды $\left(x_1^{(j)},x_2^{(j)}\right)$, до которой дошла энергия волнового возмущения:

$$tg\varphi_j = \frac{x_2^{(j)}}{x_1^{(j)}} = \frac{(a+1)\Omega \pm \left((a-1)^2 - 2(a+b)(a-b-2)n_1^2\right)}{(a+1)\Omega \pm \left((a-1)^2 - 2(a+b)(a-b-2)n_2^2\right)}. \qquad (10)$$

Откладывая на луче значения напряжений $\tilde{\sigma}_{kl}$ из (9), которые соответствуют углу α, определяющему значение $tg\varphi_j$, получим совокупность точек, отражающую распределение динамических напряжений в координатной плоскости кубически анизотропной среды. На рис. 1 представлены кривые динамических безразмерных напряжений $\tilde{\sigma}_{kl}^{(2)}$, инициированных распространением квазипоперечной волны в координатной плоскости $x_3 = 0$ для свинца ($a = 3.236$, $b = 2.722$, значения констант упругости взяты из [3]).

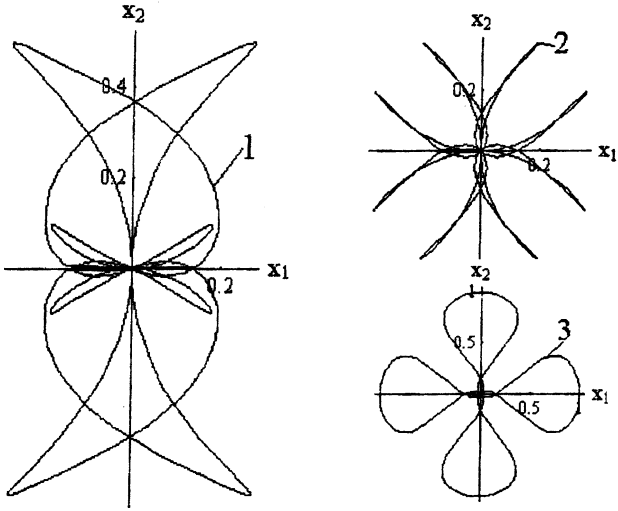


Рис. 1.

Распределение динамических безразмерных напряжений, возникающих при распространении квазипоперечной волны в кубически анизотропной среде:

$$1 - \tilde{\sigma}_{11}^{(2)};\ 2 - \tilde{\sigma}_{33}^{(2)};\ 3 - \tilde{\sigma}_{12}^{(2)}.$$

Как показывает рис. 1, динамические напряжения $\tilde{\sigma}_{12}^{(2)}$ практически в два раза превышают максимальные напряжения $\tilde{\sigma}_{11}^{(2)}$ (кривая $\tilde{\sigma}_{22}^{(2)}$ получается поворотом $\tilde{\sigma}_{11}^{(2)}$ на угол равный $\pi/2$). Сравнительный анализ распределений

напряжений, возникающих при распространении квазипоперечной и квазипродольной волн, показывает, что кривые $\tilde{\sigma}_{kl}^{(2)}$ имеют гораздо более сложный характер в первом случае, что можно объяснить появлением лакун на фронте квазипоперечной волны. Распределение напряжений в плоскости $x_3 = 0$ кубически анизотропной среды, возникающих при распространении квазипоперечной волны со скоростью $v_3 = 1$, имеет практически тот же вид, что и при распространении поперечной волны в изотропной среде [4].

ЛИТЕРАТУРА

1. Курант Р. Уравнения с частными производными. — М.: Мир. — 1964. — 602 с. 2. Петрашень Г. И. Распространение волн в анизотропной упругой среде. — Л.: Наука. — 1980. — 284 с. 3. Современная кристаллография. Т. IV. Физические свойства кристаллов. — М.: Наука, — 1984. — 584 с. 4. Гузь И. С., Демина Г. С. О распределении напряжений в анизотропной среде при динамическом нагружении // Изв. АН СССР. МТТ. — 1975. — № 2. — С. 171–175.

УДК 537.533.2

Л.И. Гречихин

ЭМИССИОННЫЕ СВОЙСТВА КОНДЕНСИРОВАННЫХ СРЕД

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

В процессе кинематического трения и обработки резанием возникает непрерывное изменение энергии атомных и молекулярных взаимодействий. При этом возникает целый комплекс взаимосвязанных физико-химических явлений: тепловых, сорбционных, электрических и др.[1]. Во всех этих явлениях работа выхода электрона является наиболее емкой характеристикой физико-химической активности трущихся поверхностей. От разности работ выхода соприкасающихся металлов зависит напряженность контактных электрических полей, обеспечивающих значительную адгезию, и, следовательно, электростатическая компонента трения. В настоящей работе рассмотрим динамику возникновения работы выхода с учетом последних достижений в физике твердого тела с позиций кластерного строения.

Кластерная модель трактует эмиссионные свойства с учетом внутрикластерной и кластерной решеточных структур. Внутрикластерное взаимодей-

ствие рассматривается с позиций двухчастичной квантово-механической модели, а межкластерное взаимодействие определяется для чистых веществ преимущественно обменным взаимодействием, а для композиционных — диполь-дипольным взаимодействием [2,3]. Характер валентных связей с обеспечением минимума потенциальной энергии определяет геометрическое строение кластера. Для объемоцентрированной структуры кристалла кластер представляет собой четырехгранную бипризму, а для гранецентрированной структуры — трехгранную бипризму.

Совокупность отдельных частиц, из которых состоит кластер, представляет собой макромолекулу с обобщенными валентными электронами. Валентные электроны обобщены с вероятностью обменного взаимодействия и создают внешнее электронное облако. Внутренние атомные частицы однократно ионизованы и создают положительно заряженную решеточную структуру кластера. Внутри кластера находится отрицательно заряженное облако валентных электронов. Отрицательно заряженное облако прочно связано с положительно заряженным остовом. Распределение валентных электронов по энергиям определяется характером бинарного взаимодействия внутрикластерных частиц друг с другом.

Идеальную поверхность раздела «конденсированная среда-вакуум» можно представить как связанный между собой двойной электрический слой. Слой электронов и поверхностный слой положительно заряженных однократно ионизованных частиц внутрикластерной решеточной структуры. Каждый электрон поверхностного двойного слоя связан кулоновскими силами со своим однократно ионизованным атомом и находится в потенциальной яме. Величина потенциальной ямы определяется потенциалом двухчастичного взаимодействия.

Исходя из таких представлений под влиянием различных внешних воздействий (тепловое, электрическое, электромагнитное и др.) происходит эмиссия различных частиц с поверхности конденсированной среды. Внешнее воздействие в первую очередь воспринимают частицы двойного электрического слоя, а именно: однократно положительно заряженные ионы внутрикластерной решеточной структуры и электроны внешнего отрицательно заряженного облака. Поэтому с поверхности конденсированной среды в первую очередь в окружающую среду будут эмитировать однократно ионизованные ионы и электроны. Другие частицы в виде нейтральных атомов и отрицательно заряженных ионов должны покидать поверхность с меньшей вероятностью.

Наименьшая энергия, которую необходимо сообщить той или иной частице, чтобы она покинула поверхность материала, называется работой выхода. Работа выхода является основной фундаментальной констан-

той, которая характеризует эмиссионные свойства того или иного материала. Теория и практика получения этой константы нуждаются в серьезном переосмыслении с позиций кластерного строения конденсированной среды.

Каждая частица, которая покидает поверхность, обладает своей работой выхода. Это обусловлено тем, что энергия связи внутри конденсированной среды для каждой частицы разная. Кроме этого по мере удаления от поверхности возникают силы взаимодействия между вылетающей частицей и поверхностью конденсированной среды, которые также отличаются от вещества к веществу. Рассмотрим, какими силами формируется работа выхода для каждой из частиц в отдельности для различных веществ.

Работа выхода электронов с поверхности конденсированной среды. В конденсированной среде электрон находится в потенциальной яме, глубина которой отсчитывается от границы ионизации до положения уровня Ферми. Величина потенциальной ямы с учетом смещения границы ионизации для некоторых веществ приведена в табл. 1.

Таблица 1

Глубина потенциальной ямы E_F для ряда элементов и работа выхода в нормальных условиях для различных плоскостей в эВ

Параметры	Вещества								
	Li	*Na*	*Be*	*Al*	*Cu*	*α-Fe*	*Sr*	*Ba*	*W*
E_F	0,730	0,714	3,514	1,112	1,633	1,46	1,47	1,64	4,15
{100}	2,844	2,454	4,209	2,421	6,431	4,057	3,170	3,190	6,470
	(2,61)	(2,75)	-	(4,41)	(5,61)	(4,51)	(2,43)	(2,48)	(6,25)
A_B, *{110}*	4,306	3,716	4,000	2,300	6,111	6,143	3,012	4,830	9,796
	(4,24)	(5,93)	-	(4,41)	(4,92)	-	-	–	(7,2)
{111}	3,124	2,696	4,432	2,561	6,812	4,456	3,358	3,504	7,107
	(3,25)	(2,65)	-	(4,26)	(5,54)	(4,81)	-	–	(5,3)
Поликристалл	3,425	3,208	4,213	2,428	6,451	4,886	3,180	3,841	7,791
	(3,45)	(2,93)	(3,92)	(4,25)	(5,5)	(4,85)	(2,74)	(2,70)	(6,76)

Потенциальная яма, в которой находится электрон, для разных веществ заметно отличается друг от друга. Ранее считали, что работа выхода электрона определяется работой по преодолению двойного электрического слоя и по преодолению сил зеркального взаимодействия. При этом полагали, что работа по преодолению двойного электрического слоя составляет ~ 1 эВ [4]. Однако механизм образования двойного электрического слоя вследствие выхода свободных электронов с поверхности конденсированного вещества не реализуется. На самом деле речь идет о преодолении электроном глубины потенциальной ямы, в которой он находится на уровне Ферми. Это тот добавок, который необходимо учитывать в силах зеркального взаимодействия. Кроме

этого и, пожалуй, самое основное, — это не учитывалось, что электрон, который покидает поверхность, является свободным.

Внутри конденсированной среды электроны не свободные и это совершенно другие электроны. Они не могут покинуть поверхность, так как обладают спином и жестко связаны со своим силовым центром. Свободные электроны спином не обладают. Но только свободные электроны способны своим электрическим полем поляризовать поверхностный слой атомов в кластерных образованиях. Связанные электроны не могут выйти за пределы поверхности и оторваться от своих силовых центров. Тем не менее, они покидают поверхность. Следовательно, они в какой-то момент обладают свойствами свободного электрона. Действительно, в процессе обмена валентными электронами происходит переход от одной частицы к другой и при этом спин электрона изменяет свой момент на противоположное значение. В этот момент валентный электрон проходит через состояние свободного электрона. Вероятность такого перехода определяется величиной интеграла перекрытия.

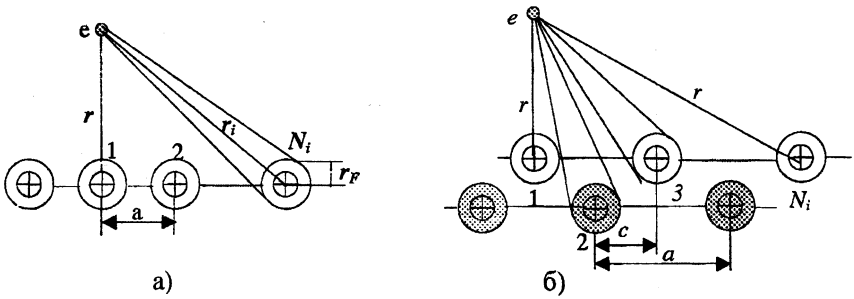


Рис.1. Схема расчета сил зеркального взаимодействия вдоль линии для а) — одноатомного слоя и б) — двухатомного слоя

По мере удаления от поверхности свободный электрон поляризует каждый атом поверхностного слоя. Поэтому на небольших удалениях от поверхности происходит зеркальное взаимодействие не со всей поверхностью, а с отдельными атомами кристаллической решетки. Только на достаточно большом удалении от поверхности возникают силы «зеркального взаимодействия» в общепринятом понимании такой связи [1].

[1] Кстати, эта ситуация была замечена при проведении лабораторных работ по курсу общей физики, когда на близких расстояниях от поверхности формула (1) не выполнялась.

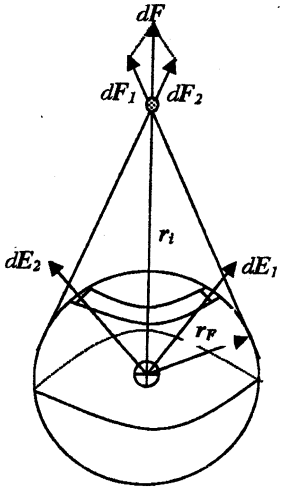


Рис. 2. Схема расчета сил зеркального взаимодействия свободного электрона с одним из атомов поверхностного слоя

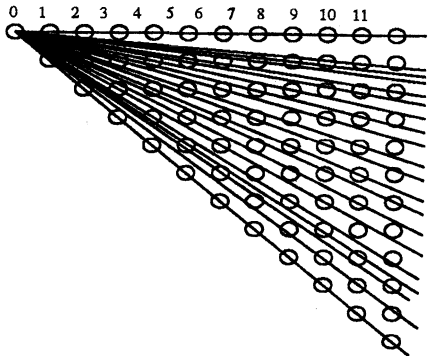


Рис. 3. Изображение лучей, по которым производилось суммирование зеркального взаимодействия с каждым отдельным атомом

Схематично зеркальное взаимодействие свободного электрона с поверхностью конденсированной среды в одном из направлений показано на рис.1, когда видны атомы только первого моноатомного слоя и когда видны атомы первого и второго моноатомных слоев. Основной вклад в работу выхода электрона с поверхности жидкого или твердого вещества составляют силы «зеркального взаимодействия». [2] Речь идет о том, что электрон своим полем вызывает поляризацию атомов поверхностного слоя конденсированного состояния. С образовавшимся дипольным электрическим моментом электрон взаимодействует в соответствии с законом Кулона и принципом суперпозиции электрических полей. На рис. 2 показана схема расчета силы зеркального взаимодействия свободного электрона с одним из атомов поверхностного слоя.

Сила зеркального взаимодействия суммировалась по лучам. В качестве демонстрации как производились вычисления, показана 1/8 часть поверхности {100} ОЦК структуры на рис. 3. Полученная сила проектировалась на

---

[2] В данном случае используется общепринятая терминология при рассмотрении эмиссионных свойств материалов.

нормаль к поверхности и затем умножалась на восемь. Аналогично выполнялся расчет для плоскости {110} ОЦК структуры. Для плоскости {111} ОЦК структуры выбиралась 1/12 часть поверхности, по которой производилось суммирование по отдельным атомам первого и второго моноатомных слоев. Полученное значение силы проектировалось на нормаль к поверхности и умножалось на 12. Результирующая сила умножалась на вероятность перехода связанного электрона через свободное состояние, и производилось интегрирование по нормали от радиуса поверхности Ферми r_F до $10 \cdot r_F$. На удалении свыше $10 \cdot r_F$ сила зеркального взаимодействия определялась по известной формуле [5]

$$F(r) = \frac{e^2}{16\pi \ \varepsilon_0 \ r^2}. \tag{1}$$

Из рис. 2 следует, что сила зеркального взаимодействия свободного электрона с одним атомом первого или второго слоя с учетом затенения представится в виде:

$$F_H = \frac{e^2}{4\pi \ \varepsilon_0} \int_0^{arctg\left(\frac{\sqrt{r_1^2+r_F^2}}{r_F}\right)} \left(\pi - arctg\left(\frac{\sqrt{r_{эф}^2 - h^2}}{h}\right) \sin(\varphi) \cos\left(arctg \frac{r_F \cos\varphi}{r_1 - r_F \cos\varphi}\right)\right) * \\ * \frac{\cos\left(arctg \frac{\sin\phi}{\cos\varphi} + arctg\left(\frac{r_F \sin\varphi}{(r_1^2 + r_F^2 - 2r_F r_1 \cos\varphi)^{1/2}}\right)\right)}{\left(r_1^2 + r_F^2 - 2r_F r_1 \cos\varphi\right)^2} d\varphi \tag{2}$$

где $r_{эф} = r_F \cos\left(arctg \frac{r_F}{\sqrt{r_1^2 - r_F^2}}\right)$; $r_1 = \sqrt{r^2 + a^2}$; $h = r_F \sin\varphi$.

В результате окончательная формула для определения работы выхода электрона с металлической поверхности запишется так:

$$A_B = \sum_{i-0}^{\infty} \int_{r_F}^{10 r_F} S \ \ F_{H,i} arctg\left(N_i \frac{a}{r}\right) dr + E_F + \frac{e^2}{16 \ \pi \ \varepsilon_0 \ r_F}. \tag{3}$$

Здесь суммирование производится по каждому из лучей, а N_i — номер атома в луче. Интеграл перекрытия S усреднялся по всей первой зоне Бриллюэна.

Результаты расчета работы выхода по (3) для различных металлов приведены в табл.1. В скобках даны значения, которые приведены в справочнике

[6]. Экспериментальные данные подчеркнуты. Совпадение расчетных значений с экспериментальными данными, полученных фотоэлектронным и термоэлектронным методом, вполне удовлетворительное. Что касается сравнения с теоретическими расчетами других авторов, то такое сравнение в ряде случаях приведено с целью демонстрации того, как это не следует делать, так как расчет любым из используемых моделей не соответствует реальной картине по постановке задачи.

По разработанной методике был произведен расчет работы выхода для поверхности {100} стронция в зависимости от температуры без учета температурного расширения. Оказалось, что работа выхода в этом случае не изменяется с температурой. Отсюда следует, что работа выхода зависит от температуры преимущественно вследствие теплового расширения твердых тел. Как известно, это достаточно слабая зависимость. Для подтверждения этого вывода, в качестве примера, приведем расчет работы выхода от температуры для грани {100}меди. Полученный результат температурного коэффициента ($dA_в/dT = 1{,}4\cdot10^{-4}$ эВ/К) отличается от экспериментально измеренного ($dA_в/dT = 2{,}4\cdot10^{-4}$ эВ/К см. [6]) незначительно.

$$F = \frac{Se^2}{\pi\ \varepsilon_0 a^2} + \frac{eq_{эфф}}{4\pi\ \varepsilon_0}\left(\frac{4}{r^2+a^2} - \frac{4}{r^2+2a^2} - \frac{4}{r^2+4a^2} + \frac{8}{r^2+5a^2} - \frac{4}{r^2+8a^2} + \frac{4}{r^2+9a^2} - \cdots\right), \quad (5)$$

где $q_{эфф}$ — эффективный заряд электрического диполя.

Работа выхода запишется так:

$$A_в = \int_{r_F}^{\infty} F \cdot dr\,. \quad (6)$$

Ионные кристаллы — это в основном нитриды, оксиды, хлориды и др., которые обладают большим встроенным электрическим моментом и являются хорошими диэлектриками. Работа выхода для таких веществ должна быть значительной. Выполненные конкретные измерения дают большой разброс по полученным результатам. Экспериментальные измерения термоэлектронным и фотоэлектронным методами[3)] выполнены в различных условиях их применения. Если проанализировать условия, в которых выполнялись измерения указанными методами, то их можно систематизировать в следующем порядке:

1) вещество содержит примеси;

2) измерения проведены в сильных электрических полях;

[3)] Другие методы рассматривать не целесообразно, так как они не измеряют работы выхода с поверхности материала.

3) проведена активация в потоке другого вещества, обладающего металлическими свойствами;

4) тонкие пленки нанесены на металлический керн;

5) тонкие пленки экспонированы в среде кислорода или азота.

Каждый из указанных способов измерений вносит свои коррективы в полученный результат. Следует иметь в виду следующее обстоятельство. В ионном кристалле валентные электроны связаны с остовом кристаллической решетки, а в остове конкретно со своей молекулой. Энергия ионизации дипольных молекул составляет 5–10 эВ. Это значительная энергия связи. Чтобы валентные электроны перевести в разряд свободных необходимо затратить сравнительно большую работу. Если при этом учесть, что необходимо затратить еще работу по преодолению сил связи со знакопеременной поверхностью, то работа выхода с поверхностей ионных кристаллов должна быть значительной. Реально получают довольно низкие значения работ выхода с поверхностей ионных кристаллов. Это обусловлено тем, что свободные электроны поставляются в тело ионного кристалла независимым источником. В частности наличие примесей, которые взаимодействуют с дипольными молекулами адгезионными силами, приводит их к самопроизвольной ионизации и они в тело ионного кристалла поставляют свободные электроны. На это работа не тратится.

Таблица 2

Исходные данные для расчета работы выхода электрона и значение работы выхода для ряда ионных кристаллов

Параметры	Вещество					
	NaCl	*BaO*	*SrO*	*CaO*	*AlO*	γAl_2O_3
Эффективный заряд	0,708	0,733	0,729	0,707	0,759	0,759
Энергия ионизации, *эВ*	8,92	6,7	6,1	6,5	9,5	9,513
Параметр решетки, *Å*	5,639	5,542	5,083	4,812	4,833	7,895
Работа выхода, эВ Свободный электрон	3,49/4,2 4,2-2,39 1,24/-	4,95/2,7 4,34-2,43 1,38/1,32	4,63/2,58 4,62-2,56 1,59/1,58	4,77/2,53 4,74-2,62 1,61/1,60	7,09/- 5,2-2,9 1,57/-	6,52/5,08 3,25-1,86 0,91/3,20

Наличие внешних электрических полей приводит к автоионизации валентных электронов на отрицательном полюсе электрического диполя. Поэтому измерения работы выхода осуществляются в этом случае уже для свободных электронов.

Когда производят активацию, то на границах раздела возникают двойные электрические слои, которые выполняют роль положительно заряженной сетки, и вследствие этого в тело ионного кристалла поставляют свободные электроны без затраты внешней работы.

Аналогичная ситуация возникает на границе раздела между керном и основным ионным кристаллом, а также при самопроизвольном росте окисных и оксидных слоев на основном материале, который является хорошим проводником и выполняет роль керна.

Наиболее вероятная ситуация для свободного электрона реализуется та, которая сформулирована в третьем предположении. Для этого случая получено хорошее совпадение с опытными данными, когда вещество нанесено на металлический керн, который поставляет свободные электроны в тело ионного кристалла. Эта ситуация используется при создании термоэлектронных катодов.

Работа выхода ионов и атомов с поверхности конденсированных сред. При кластерном рассмотрении конденсированных сред частицы второй и третьей координационных сфер взаимодействуют с кластерными образованиями, которые следует рассматривать как некие макромолекулы. Энергия ионизации таких молекул для ряда веществ приведена в табл. 1. Получается, что взаимодействие осуществляется между разными частицами одного и того же вещества. При взаимодействии разных частиц возникает определенная доля ионной связи. Так как кластеры — это большие молекулы, поэтому при взаимодействии свободных частиц с кластером последние могут пребывать с определенной вероятностью в виде нейтральных атомов, положительных или отрицательных ионов. Например, для вольфрама свободные атомы при взаимодействии с кластером обладают вероятностью пребывания в виде положительного иона $P_1 = 0{,}298$, а в виде отрицательного иона — $P_2 = 0{,}206$. Вероятность пребывания в виде нейтрального атома составляет: $P_3 = 1 - (P_1 + P_2) \sim 0{,}496$ [7]. Поэтому эмиссия атомов вольфрама с его поверхности может происходить в виде нейтральных атомов, положительных или отрицательных ионов [8]. Для связанных атомов в самом кластере валентные электроны обобщены, а ионы формируют внутрикластерную решеточную структуру (ионный остов), т.е. реализуется модель строения типа «макроатома» по Томсону, но с упорядоченной структурой.

При достаточно высоких температурах с поверхности твердого тела или жидкости будут испаряться свободные частицы из межкластерных пустот и связанные частицы основного кластера данного вещества. Как для свободных, так и для связанных частиц работа выхода будет определяться энергией связи частиц в основном кластере при заданной температуре. Так для атомов вольфрама при температуре 2750 К энергия связи частиц основного кластера имеет значение 8,69 эВ. Экспериментальное значение теплоты испарения вольфрама при указанной температуре составляет $8{,}6 \pm 0{,}4$ эВ [9]. Получается, что при указанной температуре энергия связи частиц

основного кластера вольфрама соответствует теплоте испарения нейтральных атомов вольфрама.

В процессе испарения положительных ионов следует дополнительно учитывать силы зеркального взаимодействия. Для вольфрама работа по преодолению сил зеркального взаимодействия равна 1,655 эВ. Результирующая энергия связи для иона вольфрама равна 10,4 эВ, а экспериментальное значение — 11,8 ± 0,4 эВ [10]. Для отрицательных ионов работа выхода должна быть такой же величины, как для положительно заряженных ионов. Комментировать полученные результаты нет надобности. Они достаточно очевидны.

Таким образом, разработанная теоретическая модель расчета работы выхода позволила не только правильно рассчитать эту величину для многих веществ, но и установить причину возникновения большого разброса экспериментальных данных, полученных различными исследователями. Различия эти обусловлены условиями, в которых проводился эксперимент.

ЛИТЕРАТУРА

1. Постников С.Н. Электрические явления при трении и резании. Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1975. — 280 с. 2. Гречихин Л.И., Иващенко С.А. Энергия взаимодействия частиц при формировании вакуумно-плазменных покрытий. //Весці Нацыянальнай акадэміі навук Беларуси, 2002, № 4. С. 11-17. 3. Витязь П. А., Голубцова Е. С., Гречихин Л.И. Механизм образования керамики на основе нитрида кремния. // Весці Нацыянальнай акадэміі навук Беларуси, 2004, № 2. 4. Добрецов Л. Н., Гомоюнова М. В. Эмиссионная электроника. М.: Наука, 1966. — 564 с. 5. Гречихин Л. И. Физика. Электричество и магнетизм. М.: Изд. МО СССР, 1980. — 182 с. 6. Фоменко В.С. Эмиссионный свойства материалов. Справочник. Киев: «Наукова Думка», 1981. — 339 с. 7. Гречихин Л.И. Безразборная техническая диагностика сложных конструкций и возможности прогнозирования ресурса работы. // Труды V Международной конференции «Научно-технические проблемы прогнозирования надежности и долговечности конструкций и методы их решения». С.-Петербург. Изд. СПбГПУ, 2003. — С. 152–173. 8. Модипос А. Авто-, термо- и вторично-электронная эмиссионная спектроскопия. — М.: Наука, 1990. — 320 с. 9. Уэрт Ч., Томсон Р. Физика твердого тела. М.: Мир, 1969. — 558 с. 10. Зандберг Э. Я., Ионов Н. И. Поверхностная ионизация. — М.: Наука, 1969. — 432 с.

УДК 620.18+620.178.15+537.324

С. В. Гусакова, П. А. Сивцова, В. Г. Шепелевич

СТРУКТУРА И СВОЙСТВА БЫСТРОЗАТВЕРДЕВШИХ ФОЛЬГ СПЛАВОВ СИСТЕМЫ Al-Fe-Cr

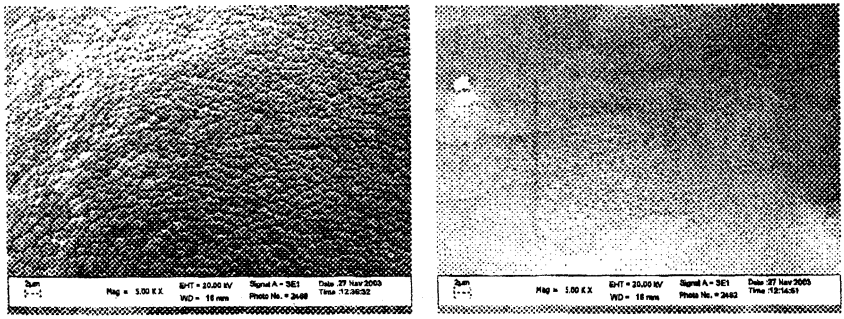
Белорусский государственный университет
Минск, Беларусь

Быстрозатвердевшие алюминиевые сплавы часто имеют более высокие механические свойства, чем сплавы, приготовленные традиционными методами. Улучшение механических свойств таких сплавов часто связано с образованием в них пересыщенных растворов переходных элементов в алюминии, а также мелкодисперсной структурой выделений, образующихся в процессе сверхбыстрой кристаллизации. Сочетание же упомянутых факторов с процессами старения потенциально способно дополнительно повысить механические характеристики данных сплавов. В связи с этим были предприняты исследования свойств сплавов алюминия с переходными металлами, полученных методами сверхбыстрой закалки из расплава, часть результатов которых представлена в данной статье.

Сплавы системы Al-Fe-Cr были получены путем сплавления чистого алюминия 99,99% с феррохромом в индукционной печи. Полученный сплав номинального состава Al-0,8 ат. % Cr-0,4 ат. % Fe дважды сплавлялся с чистым алюминием в муфельной печи для получения сплавов Al-0,4 ат. % Cr-0,2 ат. % Fe и Al-0,2 ат. % Cr-0,1 ат. % Fe, соответственно. Быстрозатвердевшие фольги данных сплавов были получены методом инжектирования капли расплава массой ~0,2 г на внутреннюю полированную поверхность быстровращающегося медного барабана. Максимальная длина полученных фольг достигала 7 см, ширина — 10 мм. Толщина исследуемой фольги находилась в пределах 30...80 мкм. Скорость охлаждения, как показал расчет [1], достигала ~10^6 К/с. Сторона, прилегающая к кристаллизатору, была гладкой и зеркальной, а противоположная сторона — матовой и бугристой.

Поверхностная структура образцов изучалась посредством растрового электронного микроскопа LEO 1455 VP. Металлографические исследования проводились с применением оптической микроскопии. Травление осуществлялось смесью состава: одна часть HNO_3, две части HCl, четыре часть HF и шесть частей воды (№ 140(4) по справочнику [2]). Рентгенографические исследования проводились на дифрактометре ДРОН-2 в геометрии Брегга-Брентано в монохроматизированном медном излучении. Текстура фольг изучалась методом обратных полюсных фигур. Полюсная плотность *p* дифракци-

онных линий 111, 200, 220, 311, 331 и 420 рассчитывалась по методу Харриса [3]. Микротвердость по Виккерсу H_μ фольг и массивных образцов измерялась на микротвердомере ПМТ-3 с использованием нагрузки 20 г, дифференциальная термо-ЭДС определялась зондовым методом при комнатной температуре. Изохронный отжиг исследуемых фольг проводился в температурном диапазоне 20–600 °С с шагом в 30 °С с выдержкой по 20 мин при каждой температуре. Изотермический отжиг проводился при температурах 70, 160, 220, 300, 380 и 470 °С в течение трех часов.



а) б)

Рис. 1. Структура поверхности фольги сплава Al-0,4 ат. % Cr-0,2 ат. % Fe со стороны, контактирующей при затвердевании: а) со внешней средой, б) с поверхностью кристаллизатора

Электронно-микроскопические исследования показывают, что обе стороны фольг имеют ячеистую структуру, более ярко выраженную с бугристой стороны (рис.1). Размер ячеек также различен и составляет 1–2 мкм для бугристой и 0,5–1 мкм для зеркальной стороны. На зеркальной стороне фольги ясно прослеживаются границы зерен размером до 10 мкм, замаскированные с бугристой стороны глубокой ячеистой структурой. Металлографические исследования подтвердили наличие в фольге зерен таких размеров, которые наблюдаются с обеих сторон.

Рентгенографические исследования не показывают наличия в образцах иных фаз, кроме пересыщенного твердого раствора на основе алюминия. Образцы текстурированы в направлении (111) (табл. 1). Текстура (111) в алюминиевых сплавах формируется лишь при сверхвысоких скоростях охлаждения. Согласно расчетам [4], для кристаллографических плоскостей {111} величина энергетического барьера перемещения межфазной границы кристалл-жидкость является наименьшей. Таким образом, при плоском фронте быстрой кристал-

лизации формируется не равновесная текстура (100), а текстура (111). Подобное явление наблюдается для широкого спектра исследованных алюминиевых сплавов [5]. Скорость охлаждения сильно влияет на текстурирование. Так, текстура (111) выражена сильнее со стороны фольги, примыкающей к кристаллизатору и, следовательно, охлаждающейся быстрее.

Таблица 1

Полюсная плотность дифракционных линий фольги сплава Al-0,8 ат. % Cr-0,4 ат. % Fe

hkl	Сторона образца	
	зеркальная	бугристая
111	3,1	2,3
200	0,6	0,9
220	0,8	0,7
311	0,6	0,9
331	0,6	0,5
420	0,3	0,7

Физическое уширение линии 420 для гладкой стороны составило 0,0017 рад, а для бугристой — 0,0012 рад. Следовательно, микронапряжения кристаллической решетки, вносимые при закалке из расплава, релаксируют в различной степени в зависимости от скорости охлаждения.

Микротвердость фольг и массивных образцов имеет тенденцию к повышению при увеличении общего содержания легирующих элементов. Быстрозатвердевшая фольга сплава Al-0,8 ат. % Cr-0,4 ат. % Fe показывает значительно увеличенное по сравнению с литым образцом значение микротвердости.

Кривые изменения микротвердости при изохронном отжиге для всех трех сплавов совпадают по форме, особенно близки друг к другу графики, полученные для сплавов с низким содержанием легирующих компонент (рис. 2). Начальное резкое падение микротвердости при малых температурах отжига связано с интенсивным отжигом микронапряжений, внесенных на этапе сверхбыстрой кристаллизации из расплава. По мере увеличения концентрации железа и хрома в фольгах наблюдается тенденция к уменьшению остроты пиков, соответствующих максимумам твердости, которые вызваны многоступенчатым процессом старения. Подобное поведение у быстрозатвердевших фольг алюминиевых сплавов наблюдается редко. Большинство исследованных до этого сплавов либо имеют монотонно спадающую с температурой

характеристику микротвердости [6–8], либо демонстрируют старение с единственным максимумом [10, 11].Неярко выраженное двойное упрочнение наблюдалось лишь у сплавов системы алюминий-марганец [7].

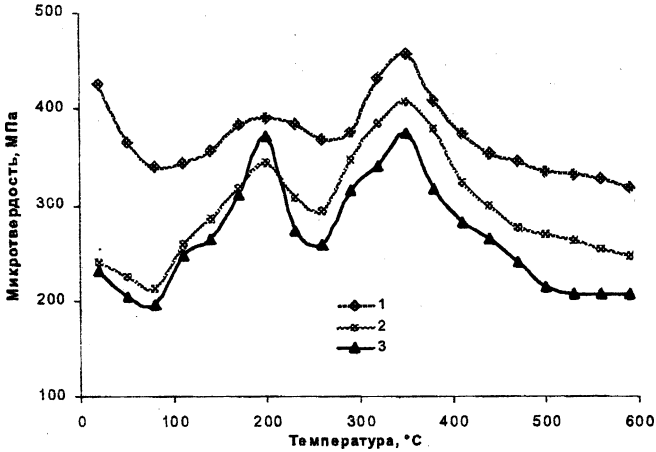


Рис. 2. Зависимость микротвердости фольг от температуры отжига, где кривые соответствуют следующим сплавам: 1 — Al-0,8 ат.% Cr-0,4 ат.% Fe, 2 — Al-0,4 ат.% Cr-0,2 ат.% Fe, 3 — Al-0,2 ат.% Cr-0,1 ат.% Fe

Изотермический отжиг подтвердил результаты, полученные при изохронном отжиге. Отжиг при температуре 70 °С вызывает резкое падение микротвердости с выходом на плато после окончания отжига микронапряжений. При температуре отжига 220 °С микротвердость быстро выходит на значения, существенно меньшие тех величин, которые наблюдаются в фольгах, отжигаемых при близких к выявленным максимумам температурах в 160 и 300 °С. Отжиг при еще более высоких температурах также приводит к падению микротвердости до значений, приблизительно совпадающих с полученными при отжиге с температурой 70 °С. Отжиг фольг при 470 °С вызывает процесс рекристаллизации.

Важным индикатором характера внутренних изменений в стареющих сплавах являются их электрические свойства, в частности, термо-ЭДС. Измерения термо-ЭДС исследованных фольг не показали существенных ее изменений, как при изменении концентрации легирующих элементов, так и при изохронном отжиге. Тем не менее, ввиду невысокой точности измерений, связанной с малыми значениями термо-ЭДС исследуемых сплавов, нельзя

исключать возможности, что изменения просто не были зафиксированы, так как в аналогичных сплавах системы Al-Ni-Cr старение сопровождалось явными изменениями электродвижущей силы [11].

Предлагаемый механизм, приводящий к двукратному последовательному упрочнению и разупрочнению сплавов, состоит в сложном распаде пересыщенного твердого раствора. На первом этапе происходит образование и рост включений $FeAl_3$, а на втором — $CrAl_7$. Раздельный их рост вызван, по всей вероятности, существенными различиями в пересыщенности твердого раствора этими элементами: растворимость хрома в алюминиевых слитках составляет 0,2 масс.%, а для железа эта величина почти на порядок меньше — 0,03 масс.% [12]. Дополнительную поддержку обсуждаемому механизму обеспечивает сопоставление коэффициентов диффузии этих элементов в алюминии: скорость диффузии у железа в 10 раз выше, чем у хрома. Известно также, что железо чрезвычайно сложно удержать в твердом растворе, даже при скоростях охлаждения порядка 10^{5-6} К/с в однородном твердом растворе остается не более 0,2 масс.% Fe. При больших концентрациях атомы железа в сплавах начинают образовывать кластеры [13]. Таким образом, предвыделения, содержащие железо, вероятно, присутствуют уже в фольгах в неотожженном виде, а при повышении температуры до 100 °С начинают образовываться включения фазы $FeAl_3$. Растворимость хрома в $FeAl_3$ относительно невелика, поэтому в кристаллической решетке твердого раствора после выделения железа остается избыток атомов Cr. При повышении температуры начинается выделение фазы $CrAl_7$, растворимость железа в которой также невелика. Аналогично предыдущему этапу, постепенный рост включений ведет к очередному разупрочнению сплава.

В заключение нужно сказать, что в быстрозатвердевших алюминиевых сплавах системы Al-Fe-Cr были выявлены своеобразные процессы многоступенчатого старения, не имеющие аналогов среди ранее исследованных алюминиевых сплавов. Значительное упрочнение сплавов наблюдается при отжиге в диапазонах температур около 200 и 350 °С. При промежуточных температурах отжига наблюдается снижение микротвердости. Текстурирование и размер ячейки сильно зависит от скорости охлаждения и оказываются различными для противоположных сторон фольги.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мирошниченко И. С. Закалка из жидкого состояния. — М., «Металлургия», 1982. — 168 с. 2. Коваленко В. С. Металлографические реактивы: Справочник. М., «Металлургия», 1980. — 133 с. 3. Вассерман Г., Гревен И. Текстуры металлических материалов. — М., «Ме-

таллургия», 1969. — 654 с. 4. Li D. Y., Szpunar I. A. // Mater. Sci. Lett. — 1994, — Vol. 13, — № 21, — p. 1521. 5. Текстура фольг алюминия и сплавов на его основе, полученных сверхбыстрой закалкой из жидкой фазы. Василевич Е. Ю., Гутько Е. С., Шепелевич В. Г. // В *Машиностроение: Респ. межвед. сб. науч. трудов.* — 2002. — Вып. 18. — Мн., УП «Технопринт», — 767 с. — С. 341–345. 6. Василевич Е. Ю., Шепелевич В. Г. Структура и свойства быстрозатвердевших фольг сплавов системы алюминий-никель. // В *Машиностроение: Респ. межвед. сб. науч. трудов.* — Вып. 17. — Мн., УП «Технопринт», — 2001. — 767 с. — С. 256–260. 7. Ташлыкова- Бушкевич И. И., Гутько Е. С., Шепелевич В. Г., Василевич Е. Ю. Изучение быстрозатвердевших сплавов Al-Co спримененнем электронной оже-спектроскопии и ускоренных ионов гелия. // В *Материалы V международной конференции «Взаимодействие излучений с твердым телом».* Минск, 6–9 октября 2003 года. — Мн. 2003. — 405 с. — С. 392–394. 8. Василевич Е. Ю., Шепелевич В. Г. Изменение структуры и физико-механических свойств быстрозатвердевших фольг сплавов алюминия с никелем и марганцем. // В *Теоретическая и прикладная механика: Межвед. сб. науч.-метод. статей.*. — Мн., УП «Технопринт», — 2002. — 250 с. — С. 204–207. 9. Гутько Е. С., Шепелевич В. Г. Состав, структура и микротвердость быстрозатверевших фольг системы Al-Ge. // В *Машиностроение: Респ. межвед. сб. науч. трудов.* — Вып. 19. — Мн., УП «Технопринт», — 2003. — 793 с. — С. 640–643. 10. Василевич Е. Ю., Шепелевич В. Г. Структура и свойства быстрозатвердевших фольг сплавов системы алюминий-железо. // В *Теоретические и технологические основы упрочнения и восстановления изделий машиностроения: Сб. науч. трудов.* — Полоцкий гос. ун-т. — 2001. — 736 с. — С. 162–165. 11. Сивцова П. А., Шепелевич В. Г. Исследование структуры и механических свойств богатых алюминием сплавов системы Al-Ni-Cr. // В *Машиностроение: Респ. межвед. сб. науч. трудов.* — Вып. 19. — Мн., УП «Технопринт», — 2003. — 793 с. — С. 717–720. 12. Добаткин В. И., Елагин В. И. Гранулируемые алюминиевые сплавы. — М., «Металлургия», 1981. — 176 с. 13. Мондольфо Л. Ф. Структура и свойства алюминиевых сплавов. — М., «Металлургия», 1979. — 640 с.

УДК 666.223

А.И. Дудяк, Ф.Ф. Якацук

ИЗМЕНЕНИЕ МОЩНОСТИ И СОПРОТИВЛЕНИЯ ЦЕПИ НАГРЕВА ПРИ СИНТЕЗЕ АЛМАЗНЫХ ПОРОШКОВ В РЕЖИМЕ ПОСТОЯНСТВА НАПРЯЖЕНИЯ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Для получения искусственных алмазов из смеси графита с металлом-растворителем необходимо, согласно фазовой диаграмме графита, создать и поддерживать сочетание высокого давления (около 5,5 ГПа) и температуры (около 1500°С). При этом чем более стабильно поддерживаются эти условия, тем выше степень превращения исходного графита в алмаз и тем выше его качество. В промышленных условиях, в частности на ГПО «Кристалл» (г. Гомель), разогрев исходной шихты осуществляется за счет прямого пропускания тока через нее. Однако в ходе синтеза в шихте происходят сложные физико-химические процессы, существенно изменяющие ее электрические свойства, что влияет на стабильность температурных условий синтеза. В настоящей статье изложены результаты изучения влияния параметров синтеза (мощность, давление, напряжение) на изменение электросопротивления шихты в зависимости от времени при работе в режиме стабилизации напряжения вторичной цепи трансформатора нагрева. Исследования проводились на прессе ДО-044 усилием 2 500 тонн. Шихта для синтеза алмазных порошков состояла из 47% графита марки ГМЗ и 53 масс.% никель-марганцевого сплава. Зернистость графита была в пределах 200...1000 мкм, а никель-марганцевого сплава в пределах 300...1500 мкм. После тщательного перемешивания шихта спрессовывалась в цилиндр диаметром 30 мм и высотой 26 мм, который помещался в осевом отверстии контейнера из прессованного кальцита. Результаты исследований показаны на рис. 1 и рис. 2.

Из рис. 1 видно, что в начале синтеза происходит уменьшения сопротивления шихты, что обусловлено уменьшением удельного сопротивления графита с ростом температуры, а затем его рост по мере зарождения и роста кристаллов алмаза. Очевидно, что минимум кривой соответствует моменту начала зарождения кристаллов. Увеличение начальной мощности способствует быстрейшему зарождению кристаллов, однако при этом уменьшается стабильность процесса синтеза и возрастает количество аварийных ситуаций, вызванных выбросом шихты из-за перегрева. При этом резко снижается срок

службы аппаратов высокого давления. Из рис. 2 видно, что к исходу восьмой минуты мощность нагрева падает на 20...25%.

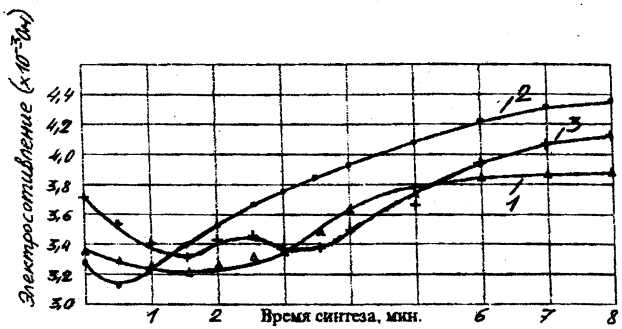


Рис. 1. Зависимость электросопротивления цепи нагрева от времени синтеза:
1 — давление 5,4 ГПа, Wнач=4750 Вт, Vнач=4,00 В;
2 — давление 5,4 ГПа, Wнач=4900 Вт, Vнач=4,00 В;
3 — давление 5,4 ГПа, Wнач=4650 Вт, Vнач=4,15 В

Рис. 1. Зависимость мощности нагрева от времени синтеза:
1 — давление 5,4 ГПа, Wнач=4750 Вт, Vнач=4,00 В;
2 — давление 5,4 ГПа, Wнач=4900 Вт, Vнач=4,00 В;
3 — давление 5,4 ГПа, Wнач=4650 Вт, Vнач=4,15 В

Это ведет к падению температуры шихты и прекращению процесса синтеза, что отрицательно сказывается на выходе готового продукта. Этот вывод подтверждается следующими цифрами: после шести минут синтеза выход алмазных порошков составлял 12...13 масс.%, а после восьми минут синтеза — 13...14 масс.%, т.е. практически не менялся. Таким образом можно сделать вывод, что нагрев в режиме постоянства напряжения не обеспечивает стабильных температурных условий, ведет к снижению температуры шихты, выходу из зоны синтеза и не может считаться оптимальным.

УДК 676.027.9

С.Н. Колдаева

ПРИМЕНЕНИЕ ПЛУНЖЕРНОЙ ЭКСТРУЗИИ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ОТХОДОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Институт инновационных исследований
Гомель, Беларусь

Значительный рост объемов производства, переработки и потребления полимерных материалов влечет за собой и увеличение количества их отходов. В связи с этим использование отходов в народном хозяйстве становится все более важной и актуальной задачей с точки зрения расширения сырьевой базы промышленности, снижения потребности в первичном сырье, экономии средств производства и охраны окружающей среды.

Одним из перспективных методов переработки композиционных материалов на основе отходов является экструзия.

Благодаря высокой производительности, легкости механизации и автоматизации, технологические процессы получения изделий экструзионными методами нашли широкое применение в самых разных сферах производства [1]. Основное достоинство экструзионных методов — возможность изготовления длинномерных изделий, однородных по составу и свойствам: пустотелых плит [2], брусьев, труб [3,4], профильно-погонажных изделий [5].

К недостаткам изделий, получаемых по экструзионной технологии, следует, в первую очередь, отнести низкую прочность на изгиб, обусловленную неблагоприятной ориентацией частиц наполнителя (древесины), которые располагаются преимущественно перпендикулярно направлению прессования [1].

Значительный ресурс повышения прочности экструзионных изделий достигается за счет дополнительной облицовки упрочняющими материалами или введением армирующих высокомодульных нитей [3,4].

В настоящей работе предлагается альтернативный способ улучшения прочностных характеристик — формирование на поверхности изделия высокопрочной фазы отвержденного реактопласта заданной толщины. При этом в объеме изделие сохраняет пористую структуру, что обеспечивает высокие теплоизоляционные свойства.

Рассмотрим подробнее теплофизические особенности процесса.

Пусть формующий канал имеет три четко выраженные зоны:

1. необогреваемая зона уплотнения;
2. обогреваемая зона плавления;

3. охлаждаемая зона затвердевания прессматериала.

В процессе формования прессматериал уплотняется в зоне уплотнения, где он приобретает пористую структуру некоторой плотности, и затем поступает в зону плавления, температура которой по всей длине поддерживается постоянной. При этой температуре в зоне плавления происходит процесс теплопередачи от стен формующего канала к формуемому изделию, в результате чего температура в сечении изделия постепенно выравнивается, пока не достигнет температуры зоны плавления формующего канала. В [6] приводится функциональная зависимость для аналогичного режима теплопередачи. Так, для пластины толщиной 2S , температура которой в начальной момент всюду одинакова и равна t_0, нагреваемой в среде с постоянной температурой t_{cp}, безразмерная температура пластины является функцией следующих безразмерных величин [6]:

$$\Theta = f\left(x/S, F_0, Bi\right), \tag{1}$$

где $\Theta = \dfrac{t - t_{cp}}{t_0 - t_{cp}}$ — безразмерная температура; t — температура пластины на расстоянии x от средней плоскости пластины в момент времени τ, считая от начала нагревания; $F_0 = \dfrac{a\tau}{S^2}$ — число Фурье (безразмерное время); a — коэффициент температуропроводности, м²/с; $Bi = \dfrac{\alpha \cdot S}{\lambda}$ — число Био (отношение внутреннего термического сопротивления к внешнему); α — коэффициент теплоотдачи от поверхности пластины к окружающей среде; λ — коэффициент теплопроводности материала пластины, Вт/(м х °С).

Функциональная зависимость в этом случае выражается уравнением [6]:

$$\Theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2\sin\varepsilon_n}{\varepsilon_n + \sin\varepsilon_n \cos\varepsilon_n} \cdot \cos\left(\frac{x}{S}\varepsilon_n\right) \exp(-\varepsilon_n^2 F_0), \tag{2}$$

где ε_n — корни характеристического уравнения $ctg\varepsilon_n = \varepsilon_n / Bi$; при $Bi \to \infty$ (практически при $Bi > 100$) уравнение принимает вид:

$$\Theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4(-1)^{n+1}}{(2n-1)\pi} \cos\frac{(2n-1)\pi x}{2S} \exp\left[-\frac{(2n-1)^2\pi^2}{4} F_0\right], \tag{3}$$

При значениях $F_0 > 0,3$ можно приближенно вычислить Θ, оставив в формуле (5) только первый член ряда (ошибка при этом не превышает 1%), т.е.:

$$\Theta = \frac{4}{\pi}\cos\frac{\pi x}{2S}\exp(-\frac{\pi^2}{4}F_0), \qquad (4)$$

Плунжерная экструзия предполагает изготовление изделий в виде пластин и других профилей с постоянной толщиной поперечного сечения. При формовании изделий в металлических прессформах под давлением имеется непосредственный контакт плотной обогреваемой среды (металлическая стенка) с формуемым изделием. В этом случае $Bi >> 100$.

Для теплоизоляционных изделий, имеющих малую плотность (до 1000 кг/м^3) число Фурье, как правило, больше 0,3. Следовательно, функциональная зависимость (4) вполне применима для описания процесса теплопередачи, протекающего в формующем канале при формовании изделий типа пластины. С ее помощью можно определить то время τ, в течение которого температура на расстоянии h от поверхности формуемого изделия достигнет $t = t_{пл}$, где $t_{пл}$ — температура плавления формуемого материала. Так, выразив x через h, а именно: $x=S-h$, подставив $F_0 = \frac{a\tau}{S^2}$ и $a = \frac{\lambda}{\rho C}$ в уравнение (4) и разрешив его относительно τ, получим:

$$\tau = -\frac{4\rho C S^2}{\pi^2\lambda}\ln\frac{\Theta\pi}{4\cos\frac{\pi(S-h)}{2S}}, \qquad (5)$$

где ρ — плотность изделия; C — теплоемкость материала изделия.

При достижении на расстоянии h от поверхности изделия температуры $t=t_{пл}$, материал на толщине h оказывается в расплавленном состоянии, в то время как в остальной части сечения изделия $t<t_{пл}$, и материал сохраняет свою пористую структуру, приобретенную в зоне уплотнения формующего канала. Как только слой расплава достигает заданной толщины h, изделие удаляют из зоны плавления и продвигают в охлаждаемую зону затвердевания, где окончательно формируется поверхностный слой изделия. Процесс этот протекает в формующем канале непрерывно по мере поступления материала.

При этом время τ, определяемое по формуле (5), является одним из главных параметров технологического режима изготовления погонажных изделий. Оно представляет собой время выдержки изделия в зоне плавления, в течение которого образуется слой расплава толщиной h на поверхностях изделия.

Вторым, не менее важным параметром технологического режима, является средняя температура зоны плавления $t_{ср}$ формующего канала, которую необходимо принимать в пределах:

$$t_{дестр} > t_{ср} \geq t_{пл},$$

где $t_{пл}$ — температура плавления материала отходов иди связующего ; $t_{дестр}$ — температура деструкции материала отходов иди связующего.

И, наконец, существенным параметром технологического режима является давление формования P. Оно определяет, прежде всего, плотность изделия ρ. Поскольку плотность ρ и зависящий от нее коэффициент теплопроводности λ входят в формулу (5), для определения параметра τ необходимо предварительно установить зависимость $\rho = f(P)$. Зная зависимость $\rho = f(P)$, задаются плотностью ρ, которую необходимо получить в изделии, а затем по ней определяют давление формования P.

Для осуществления процесса необходимо также определить вспомогательные параметры, такие как скорость движения изделия в формующем канале и длина зоны плавления, которые являются производными величинами от основных параметров и зависят от вида применяемого оборудования.

Предлагаемый метод отличается простотой в исполнении и в то же время обладает более широкими технологическими возможностями по сравнению с существующими аналогами.

Возможность изготовления крупногабаритных профилированных изделий с повышенными теплоизоляционными свойствами методом плунжерной экструзии позволит перерабатывать огромное количество отходов промышленных производств

ЛИТЕРАТУРА

1. Барсуков В.Г. и др. Экструзионные технологии переработки материалов растительного происхождения // Материалы, технологии, инструменты.— 2002. — Т. 7. — №2. — С. 65–70. 2. Корчаго И.Г., Завражнов А.М. Экструзионные древесно-стружечные плиты. М.: Лесная промышленность, 1972. 3. Прушак В.Я., Колдаева С.Н., Михайлов М.И. Технология древесно-полимерных композитов для деталей машин. Гомель: Информтрибо, 1992. 4. Екименко Н.А., Колдаева С.Н., Прушак В.Я. Химстойкие трубы, бруски, направляющие и др., изготовленные из композиционных материалов // Древесно-полимерные композиционные материалы и изделия. Тез. докл. VIII Симпозиума. Гомель, 1991. 5. Проект фирмы «Amoco Chemical», 1994. 6. Теплотехнический справочник под ред. В.М. Юренева и П.Д. Лебедева. Том 2. — М.: Энергия, 1976. — С. 148–150.

УДК 534.211

С.В. Корчеменко

ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ ДЕФЕКТНЫХ СТРУКТУР МАТЕРИАЛА АКУСТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Военная академия Республики Беларусь
Минск, Беларусь

Обратная задача рассеяния, состоящая в восстановлении внутренней структуры объекта, исследуемого посредством зондирования его волновыми полями, является нелинейной некорректной задачей [1, 2]. Это сочетание свойств усложняет и вместе с тем делает актуальным анализ возможностей ее устойчивого и единственного решения. Некорректность задачи естественным образом приводит к неустойчивости решения. Метод статистического обращения [1, 2] позволяет находить устойчивое решение обратной задачи, строится оператор обращения, с помощью которого по наблюдениям детерминированных флуктуаций волнового поля можно восстановить структуру конкретной реализации среды, используя информацию о ее интегральных свойствах.

Пусть R_3 — неограниченная однородная среда, находящаяся в покое и характеризующаяся постоянными c_0 (акустическая скорость), ρ_0 — плотность, причем

$$c_0 = \frac{\omega^2}{\kappa_0^2},$$

где κ_0 — волновое число.

В R_3 содержится неоднородная конечная область V, которая находится в покое и характеризуется полями материальных коэффициентов $c(\boldsymbol{r})$, $\rho(\boldsymbol{r})$, которые по границе S объема V плавно переходят в c_0, ρ_0, где $c(\boldsymbol{r})|_S = c_0$, $\rho(\boldsymbol{r})|_S = \rho_0$. Обозначим через Q область, в которой расположены излучатели волн (передающие антенны), через P — область, в которой производится наблюдение волновых полей, рассеянных на неоднородной области V. В общем случае $Q \cap V = \emptyset$, $Q \cup V = \emptyset, P \cap V = \emptyset$, $Q \cap P = \emptyset$. В случае моно статической схемы акустического зондирования $Q = P$.

При распространении упругих волн в изотропной однородной среде потенциалы продольной и поперечной гармонических волн удовлетворяют уравнениям Гельмгольца. В неоднородной среде в общем случае провести расщепление динамических уравнений теории упругости не удается. Определенные достижения здесь имеются для коротких волн [3]. Предположим, что в упругой изотропной среде имеется неоднородное включение объема V с жидкоподобными свойствами.

Обозначим $f_0(x)$ функцию распределения излучателей в области Q. Давление в акустической волне $p(r)$ удовлетворяет уравнению [4]

$$\Delta p(x)+\frac{\omega^2}{c_0^2}p(x)=f_0(x),\quad x\in R, \tag{1}$$

$$\Delta p(r)+\frac{\omega^2}{c^2(r)}p(r)=f_0(r)+\frac{\nabla\rho(r)}{\rho(r)}\ \nabla p(r),\quad r\in V. \tag{2}$$

Проведем замены полевых величин в (2) [5]

$$\frac{1}{c_0^2}-\frac{1}{c^2(r)}=h(x),\quad \eta(r)=ln\left(\frac{\rho(r)}{\rho_0}\right), \tag{3}$$

$$c(r)=\frac{c_0}{\sqrt{1-h(r)c_0^2}},\quad n(r)=\omega^2h(r),\quad \rho(r)=\rho_0\ \exp(\eta(r)).$$

Подстановка (3) в (2) приводит к

$$\Delta p(r)+k_0^2p(r)=n(r)p(r)+\nabla\eta(r)\bullet\nabla p(r)+f_0(r). \tag{4}$$

При формулировке обратной задачи рассеяния считаются известными $f_0(r)$ при $r\in Q$, $p(r)$ при $r\in P$, а искомыми $n(r)$ и $\eta(r)$ при $r\in V$.

Правая часть уравнения (4) определяет источник первичного поля $f_0(r)$ и вторичного поля, рассеянного по области V неоднородностями $n(r)$, $\eta(r)$.

Обычно относительные изменения плотности среды меньше, чем относительные флуктуации скорости распространения волн в среде, поэтому в первом приближении положим $\rho(r)=\rho_0$ эквивалентно интегральному уравнению

$$p(x)=p_0(x)+\int_V G(x-r)\ n(r)p(r)dr\quad \forall\ x\in R_3, \tag{5}$$

где $p_0(x)=\int_Q G(x-r)\ f_0(r)dr$ — первичное облучающее поле. Поле $p(x)$ измеряется в области P, а в области V должно находиться из уравнений (4) или (5).

Уравнение, на основе которого решается обратная задача, имеет вид

$$p(y)=p_0(y)+\int_V G(y-r)\ n(r)p(r)dr,\quad y\in P,\quad r\in V, \tag{6}$$

а волновое поле $p(r)$ в области V удовлетворяет уравнению

$$p(\boldsymbol{r}) = p_0(\boldsymbol{r}) + \int_V G(\boldsymbol{r}-\boldsymbol{r}_1)\ n(\boldsymbol{r}_1)\, p(\boldsymbol{r}_1)\, d\boldsymbol{r}_1, \quad \boldsymbol{r},\ \boldsymbol{r}_1 \in V. \tag{7}$$

Нахождение $p(\boldsymbol{r})$ из уравнения (7) представляет собой прямую задачу рассеяния первичного поля $p_0(\boldsymbol{x})$ на неоднородном объеме V.

Процессы излучения, рассеяния и приема опишем с помощью операторов $\hat{Q},\ \hat{S},\ \hat{P}$ $p_0(\boldsymbol{r}) = \hat{Q}\ f_0(\boldsymbol{x}) = \int_Q G(\boldsymbol{r}-\boldsymbol{x})\ f_0(\boldsymbol{x})\, d\boldsymbol{x}, \quad \boldsymbol{r} \in V, \quad \boldsymbol{x} \in Q$.

Оператор $\hat{Q}$ отображает излучаемое поле $f_0(\boldsymbol{x}),\ \boldsymbol{x} \in Q$ в первичное поле в $p(\boldsymbol{r}),\ \boldsymbol{r} \in V$ области рассеяния V или в области наблюдения P, $\boldsymbol{r} = \boldsymbol{y} \in P$.

Оператор $\hat{S}$ определяет рассеяние и перерассеяние волнового поля в области V

$$\tilde{p}(\boldsymbol{r}) = \hat{S}\ \phi(\boldsymbol{r}) = \int_V G(\boldsymbol{r}-\boldsymbol{r}_1)\ \phi(\boldsymbol{r}_1)\, d\boldsymbol{r}_1, \quad \boldsymbol{r},\ \boldsymbol{r}_1 \in V, \tag{8}$$

где $\phi(\boldsymbol{r}) = n(\boldsymbol{r})\, p_0(\boldsymbol{r})$; $\tilde{p}(\boldsymbol{r}) = p(\boldsymbol{r})\, p_0$.

Оператор $\hat{P}$ отображает поле, рассеянное на неоднородностях $n(\boldsymbol{r})$ объема V в поле, наблюдаемое в области P

$$\tilde{p}(\boldsymbol{y}) = \hat{P}\ \phi(\boldsymbol{r}) = \int_V G(\boldsymbol{y}-\boldsymbol{r})\ \phi(\boldsymbol{r})\, d\boldsymbol{r}, \quad \boldsymbol{r} \in V, \quad \boldsymbol{y} \in P. \tag{9}$$

Введение операторов $\hat{Q},\ \hat{S},\ \hat{P}$ позволяет использовать символическую операторную запись, не указывая в явном виде соответствующие аргументы.

Запишем уравнения (6) и (7) обратной и прямой задач в виде

$$p - p_0 = \hat{P} n p, \tag{10}$$

$$p - p_0 = \hat{S} n p. \tag{11}$$

При изменении характера излучения изменяется только оператор $\hat{Q}$, при изменении характера наблюдения — только оператор $\hat{P}$. Изменение частоты зондирования вызывает изменение операторов $\hat{Q},\ \hat{S},\ \hat{P}$.

Рассмотрим решение прямой задачи — уравнения (11) в операторном виде с учетом многократного рассеяния

$$p = \left[E - \hat{S} n\right]^{-1} p_0, \tag{12}$$

где E — тождественный оператор.

Подставляя (12) в (10), получим выражение для рассеянного поля в области приема P

$$\tilde{p} = \hat{P}\left[E - n\hat{S}\right]^{-1} np_0 . \tag{13}$$

Получим другое представление для рассеянного поля в области наблюдения. Умножим (11) слева на $n(\boldsymbol{r})$

$$np - np_0 = n\hat{S}np . \tag{14}$$

Переход от уравнений (6), (7) к уравнениям (12), (13) накладывает определенные ограничения на свойства параметра $c(\boldsymbol{r})$ рассеивающей среды.

Рассмотрим представление рассеянного поля в виде ряда рассеяния Борна-Неймана

$$p = p_0 + \hat{P}np_0 + \hat{P}n\hat{S}np_0 + \ldots + \hat{P}n\left(\hat{S}n\right)^{m-1} p_0 + \hat{P}n\left(\hat{S}n\right)^{m} p_0 + \ldots \tag{15}$$

При $\left\|\hat{S}n\right\| < 1$ найдем сумму ряда

$$p = \hat{P}n\left[E + \sum_{m=1}^{\infty}\left(\hat{S}n\right)^{m}\right]p_0 . \tag{16}$$

Или

$$p = \hat{P}\left[E + \sum_{m=1}^{\infty}\left(n\hat{S}\right)^{m}\right]np_0 . \tag{17}$$

В рядах (16), (17) Борна-Неймана m-й член ряда учитывает m-кратно рассеянную в области V волну. При идентификации рассеивающей среды представление решения в виде ряда Борна-Неймана позволяет структурировать рассеянное поле. Кроме того, условие сходимости $\left\|\hat{S}n\right\| < 1$ ряда (16) и $\left\|n\hat{S}\right\| < 1$ ряда (17) позволяют провести предварительную классификацию неоднородности объема V по величине отклонения $\left(c(\boldsymbol{r}) - c_0\right)c(\boldsymbol{r})^{-1} = \delta$ l по масштабу неоднородности a относительно длины волны l: $m = al^{-1}$.

Различают короткие волны $al^{-1} >> 1$, средние $al^{-1} \approx 1$, длинные волны $al^{-1} << 1$. Слабонеоднородные среды $\delta << 1$, средненеоднородные $\delta \approx 1$, сильнонеоднородные среды $\delta >> 1$.

Для слабонеоднородной среды в ряде Борна-Неймана ограничиваются приближением однократно рассеянной волны [6]

$$\tilde{p}(\boldsymbol{y}) = \hat{P}np_0 \cdot \tag{18}$$

Уравнение (18) является уравнением Фредгольма 1-го рода, поэтому восстановление $n(\boldsymbol{r})$ на его основе является некорректной задачей.

Изменение однократно рассеянного поля в левой части уравнения (18) проводится на фоне многократно рассеянного поля и ошибок измерений. Представим (18) в виде

$$\tilde{p}(\boldsymbol{y}) = \hat{P}\phi(\boldsymbol{r}) + \partial(\boldsymbol{y}), \quad \phi(\boldsymbol{r}) = n(\boldsymbol{r})p_0(\boldsymbol{r}), \tag{19}$$

где $\partial(\boldsymbol{y})$ представляет собой ошибку измерения, которая на множестве измерений является случайной функцией. Применяя преобразование Фурье к (19), получим

$$\tilde{p}(\boldsymbol{q}) = G(\boldsymbol{q})\phi(\boldsymbol{q}) + \partial(\boldsymbol{q}), \tag{20}$$

где $\tilde{p}(\boldsymbol{q})$, $G(\boldsymbol{q})$, $\phi(\boldsymbol{q})$, $\partial(\boldsymbol{q})$ — спектры функций $\tilde{p}(\boldsymbol{y})$, $G(\boldsymbol{y}-\boldsymbol{r})$, $\phi(\boldsymbol{r})$, $\partial(\boldsymbol{y})$.

Постановка задачи обращения. Требуется найти оператор обращения $\hat{M}$ такой, чтобы отображение $\hat{M}\tilde{p}$ было как можно ближе к искомой функции $\phi(\boldsymbol{y})$.

Найдем спектр $M(\boldsymbol{q})$ оператора обращения так, чтобы

$$\left\langle \left| M(\boldsymbol{q})p(\boldsymbol{q}) - \phi(\boldsymbol{q}) \right|^2 A \right\rangle = \min, \tag{21}$$

где A — произвольная константа.

Предположим $\langle\partial\rangle = 0, \langle\phi\rangle = 0, \langle\tilde{p}\rangle = 0$. Из условия (21) с учетом предположения получаем

$$M(q) = \bar{R}_{p\phi}(q)\left(\bar{R}_{pp}(q)\right)^{-1}, \tag{22}$$

где $R_{p\phi}(q)$, $R_{pp}(q)$ — спектральные плотности корреляционных функций $R_{p\phi}(\boldsymbol{r},\boldsymbol{r}_1)$; $R_{pp}(\boldsymbol{y},\boldsymbol{y}_1)$, чертой обозначается величина, комплексно-сопряженная

$$\bar{R}_{\tilde{p}\bar{\phi}} = \overline{\left\langle \tilde{p}\bar{\phi} \right\rangle} = \left\langle \phi \quad \bar{\tilde{p}} \right\rangle = \left\langle \phi\left(\overline{G\phi + \partial}\right) \right\rangle = R_{\phi\bar{\phi}}\bar{G} + R_{\phi\bar{\partial}}, \tag{23}$$

$$R_{p\bar{p}} = \left\langle (G\phi + \partial)\left(\overline{G\phi + \partial}\right) \right\rangle = GR_{\phi\bar{\phi}}\bar{G} + R_{\partial\bar{\phi}}\bar{G} + GR_{\phi\bar{\partial}} + R_{\partial\bar{\partial}}, \tag{24}$$

где $R_{\phi\bar{\partial}} = \langle\phi\bar{\partial}\rangle$; $R_{\partial\bar{\phi}} = \langle\partial\bar{\phi}\rangle = \bar{R}_{\phi\bar{\partial}}$; $R_{\partial\bar{\partial}} = \langle\partial\bar{\partial}\rangle$.

Подстановка (23) и (24) в (22) приводит к $\phi(q) = M(q)\tilde{p}(q)$, где

$$M(q) = \left(R_{\phi\bar{\phi}}\bar{G} + R_{\phi\bar{\partial}}\right)\left(GR_{\phi\bar{\phi}}\bar{G} + \bar{R}_{\phi\bar{\partial}}\bar{G} + GR_{\phi\bar{\partial}} + R_{\partial\bar{\partial}}\right)^{-1}.$$

Если ошибки измерения ∂ и ϕ независимы, то $R_{\phi\bar{\partial}}=0$ и $M(q)$ примет вид

$$M(q)=\left(R_{\phi\bar{\phi}}\bar{G}\right)\left(GR_{\phi\bar{\phi}}\bar{G}+R_{\partial\bar{\partial}}\right)^{-1}. \tag{25}$$

Применяя к $\phi(q)=M(q)\tilde{p}(q)$ обратное преобразование Фурье, получим искомое поле

$$\phi(r)=\int_P M(r-y)\tilde{p}(y)dy. \tag{26}$$

Ядро $M(r-y)$ интегрального оператора $\hat{M}$ находится с помощью обратного преобразования Фурье из формулы (25). Как следует из (25), для нахождения $M(q)$ необходимо знать $R_{\phi\bar{\phi}}$, $R_{\partial\bar{\partial}}$, т.е. иметь информацию о корреляционной функции $R_{\phi\bar{\phi}}$ или спектральной плотности $R_{\phi\bar{\phi}}(q)$ реконструируемой функции ϕ и корреляционной функции $R_{\partial\bar{\partial}}$ (или $R_{\partial\bar{\partial}}(q)$) ошибки измерения.

Алгоритм нахождения $\phi(r)$ по формуле (26) дает решение, устойчивое по отношению к малым погрешностям измерений.

Обозначим через $\Delta\partial$ относительную ошибку определения функции (спектра) $\Delta\phi=|\partial\phi||\phi|^{-1}$. норма оператора $\hat{M}$ или $|M(q)|$ значительно меньше нормы $\hat{M}^{-1}$ или $|M(q)|^{-1}$, поэтому максимальная ошибка $\Delta_{\max}F$ в определении ϕ или $n(r)$ имеет порядок $\Delta\partial$, т.к. связь между $\Delta_{\max}F$ и $\Delta\partial$ имеет вид

$$\Delta_{\max}F=|G(q)||M(q)|\Delta\partial. \tag{27}$$

Доказательство устойчивости решения следует из пропорциональности связи (27) между $\Delta_{\max}F$ и $\Delta\partial$.

Как правило, корреляционная функция (спектральная плотность) $R_{\partial\partial}$ известна априори. В некоторых задачах также заранее может быть известна корреляционная функция (спектральная плотность) $R_{\phi\bar{\phi}}$, однако в большинстве случаев $R_{\phi\bar{\phi}}$ (или $R_{n\bar{n}}$) необходимо находить на основании измерений.

Уравнение, которому удовлетворяет корреляционная функция $R_{P\bar{P}}(y_1,y_2)=\langle\tilde{p}(y_1)\bar{\tilde{p}}(y_2)\rangle$ находится на основе уравнения (18) с учетом $\langle\partial\rangle=0$, $\langle\phi\rangle=0$, $\langle\tilde{p}\rangle=0$ и имеет вид

$$R_{P\bar{P}}(y_1,y_2)=\hat{P}\hat{\bar{P}}R_{\phi\bar{\phi}}(r_1,r_2). \tag{28}$$

Задача определения $R_{\phi\bar{\phi}}$ из уравнения (28) по измеренной корреляционной функции $R_{P\bar{P}}(y_1,y_2)$ является некорректной. Устойчивое решение уравнения (28) может быть получено методом статистического обращения аналогично тому, как это было выполнено выше. Однако в этом случае для получения устойчивого решения $R_{\phi\bar{\phi}}$ потребуется информация о моментах функции

ϕ четвертого порядка. Для моментов четвертого порядка получим уравнение типа (28), для получения устойчивого решения которого требуется знать моменты более высокого порядка.

Рассмотрим способ определения $R_{\phi\bar{\phi}}$ в рамках модели эффективной среды. В этом случае не требуется знание моментов более высокого порядка. Такие параметры волны, как затухание (рассеяние), дисперсия скорости, зависят от интегральных свойств рассеивающей среды, в частности, от корреляционной функции неоднородности $R_{\phi\bar{\phi}}$ (или $R_{n\bar{n}}$). Коэффициент затухания, дисперсия скорости волны измеряются при наблюдении волнового поля $p(y)$. Наблюдения проводятся комплексно. Вычисляются макро- и микроструктурные параметры волны, несущие информацию соответственно о макро- и микроструктурных параметрах рассеивающей среды.

Первое приближение метода осреднения $\langle p \rangle$, описывающее поле в эффективной среде, удовлетворяет уравнению

$$\Delta\langle p\rangle + \kappa_0^2\langle p\rangle = \hat{n}^*\langle p\rangle, \tag{29}$$

где $\hat{n}^*$ — эффективный интегральный оператор, вычисленный с учетом многократного рассеяния.

Предположим, что зондируемое поле $k^2(\boldsymbol{r}) = \omega^2 c^{-2}(\boldsymbol{r})$ статистически изотропное и однородное. В этом случае оператор $\hat{n}^*$ представляет собой интегральный оператор с разностным ядром

$$\hat{n}^*\Psi = \int n^*(\boldsymbol{r}-\boldsymbol{r}_1)\Psi(\boldsymbol{r}_1)d\boldsymbol{r}_1. \tag{30}$$

Собственными функциями оператора $\hat{n}^*$ являются функции $e^{i\boldsymbol{q}\boldsymbol{r}}$. Дисперсионное уравнение, соответствующее (29), имеет вид

$$q^2 = k_G^2 - n^*(q), \tag{31}$$

где $q = k + i\delta$; $n^*(q)$ — спектр эффективного интегрального оператора $\hat{n}^*$, ядро которого имеет вид

$$n^*(\boldsymbol{r}-\boldsymbol{r}_1) = G(\boldsymbol{r}-\boldsymbol{r}_1)R_n(\boldsymbol{r}-\boldsymbol{r}_1), \tag{32}$$

где $R_n(\boldsymbol{r}-\boldsymbol{r}_1)$ — корреляционная функция реконструируемой функции $n(\boldsymbol{r})$; $G(\boldsymbol{r}-\boldsymbol{r}_1)$ — функция Грина однородной среды с параметрами c_0, φ_0. Ядро $n^*(\mathbf{z})$ вычисляется по известному спектру $n^*(q)$:

$$n^*(\mathbf{z}) = \frac{1}{(8\pi)^3}\int_{-\infty}^{+\infty} n^*(q)\ exp(i\boldsymbol{q}\mathbf{z})d\boldsymbol{q}, \quad \mathbf{z} = \boldsymbol{r} - \boldsymbol{r}_1. \tag{33}$$

Из эксперимента определяется коэффициент затухания (рассеяния) $\delta(\omega) = \langle u\rangle u_0^{-1}$.

По измерению фазовой $c_f = \dfrac{\omega}{k(\omega)}$ или групповой $c_g = \left(\dfrac{dk}{d\omega}\right)^{-1}$ скоростей находится $\mathrm{Re}_\psi\, q = k(\omega)$ в формуле (31).

Подставляя найденные выражения для $q = k(\omega) + i_\psi\, \delta(\omega)$ в (31) определяем $n^*(q)$, а затем по формуле (33) находим ядро $n^*(\mathbf{z})$. Далее из формулы (32) определяем $R_n(\mathbf{r} - \mathbf{r}_1)$.

Таким образом, на основе измерения рассеянного поля проводится идентификация интегральных и локальных параметров структуры неоднородной среды. Последовательное решение задачи реконструкции параметров структуры среды проводится по схеме, описанной выше.

ЛИТЕРАТУРА

1. Franklin J.N. // J. Math. Anal. Appl. — 1970. — V. 31. — P. 682–691. 2. Исимару А. распространение и рассеяние волн в случайно неоднородных средах. — М.: Мир, 1981. — Т. 2. — 317 с. 3. Мухина И.В. Приближенное сведение к уравнениям Гельмгольца уравнения теории упругости и электродинамики для неоднородных сред. // ПММ. — 1972. — Т. 36, №4. — С. 667–671. 4. Исакович М.А. Общая акустика. — М.: Наука, 1973. — 496 с. 5. Stone W. Ross. The inverse medium (or inhomogeneous medium remote probing) problem and a closed-form inverse scattering solution to the medium synthesis problem // Radio Science. — 1981. — V.16, № 6. — P. 1029–1035. 6. Keys R.G., Weglein A.B. Generalized linear inversion and the first Born theory for acoustic media // J. Math. Phys. — 1983. — V.24, № 6. — P. 1444–1449.

УДК 629.3.027

И.Е. Кракова

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ КОЛЬЦА ПРИ КАЧЕНИИ ПО ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь

Автомобильная шина является основным звеном, связывающим автомобиль с дорожной поверхностью. Поэтому от технических характеристик шин существенно зависят динамические качества колесных транспортных

средств. Одной из актуальных задач является расчетное определение коэффициента сопротивления качению колеса. Для решения этой задачи необходимо иметь информацию о напряженно-деформированном состоянии колеса при его качении по дорожному покрытию.

Анализ доступной нам литературы показал, что до сих пор расчеты, связанные с определением зависимости радиальной деформации от вертикальных сил выполнялись при статическом нагружении. Нахождение сил взаимодействия с дорогой ограничивалось определением затрат мощности на качение и поворот [1, 2].

В то же время для обеспечения высоких скоростей движения, плавности хода, долговечности, необходимо исследовать механические свойства шины с учетом динамических нагрузок, действующих на ее элементы. Целью данной работы является разработка методики расчета напряженно-деформированного состояния колеса, изготовленного из материала с малым модулем упругости, с помощью моделирования методом конечных элементов. В качестве инструмента для решения поставленной задачи выбран программный комплекс конечно элементного анализа ANSYS.

Первым шагом решения задачи является создание геометрической модели. Чтобы приблизиться к реальным условиям работы автомобильной шины, разработана модель, включающая резиновое кольцо, установленное на стальной оси, которое опирается на твердую горизонтальную поверхность. Она представлена на рис. 1. Построение приведенной модели производилось в ANSYS с помощью операции **Preprocessor >Modeling>Create> Volumes> Cylinder**. Для обеспечения связи между объемами была проведена операция склеивания.

С помощью операций **Material Props>Material Models** задавались свойства материалов. Для внешнего цилиндрического объема в качестве материала выбрана резина с линейными свойствами, модуль упругости которой равен 0,93 МПа, плотность 1300 кг/м^3, а для оси и горизонтальной поверхности — сталь.

Построение регулярной сетки конечных элементов производилось индивидуально для каждого из объемов. Для конечноэлементного моделирования использовался 4-х узловой пространственный конечный элемент **SOLID185**. В зоне контакта внешнего цилиндрического объема и горизонтальной поверхности сетка была сгущена, чтобы учесть особенности деформирования при больших градиентах напряжений.

Чтобы реализовать условия качения без верчения и проскальзывания, приняты следующие граничные условия. Были запрещены горизонтальные перемещения торцевых поверхностей оси и все перемещения нижней поверхности.

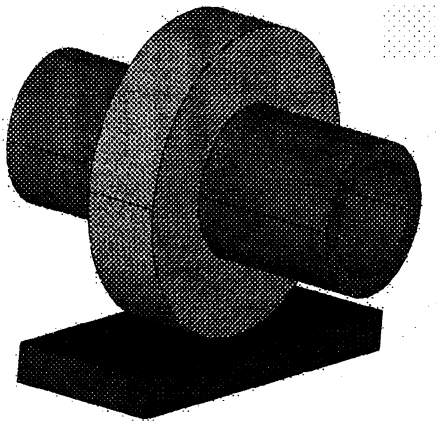


Рис. 1. Геометрическая модель системы

В качестве приложенных нагрузок учитывались сила тяжести и вертикальные силы, действующие на ось. Их значения могут быть получены в результате решения задачи о движении автомобиля [3].

При больших скоростях движения значительными оказываются силы инерции, действующие на элементы колеса. Колесо движется плоскопараллельно. Для любой его точки В можно записать:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau,$$

где $\bar{a}_A$ — ускорение точки А оси колеса; $\bar{a}_{BA}^\tau$ и $\bar{a}_{BA}^n$ — касательное и нормальное ускорение точки В в движении вокруг А. При движении автомобиля с установившейся скоростью ускорения $\bar{a}_A$ и $\bar{a}_{BA}^\tau$ равны нулю. Тогда получаем, что $\bar{a}_B = \bar{a}_{BA}^n$. В этом случае элементарная сила инерции будет определяться соотношением $d\bar{\Phi} = -dm \cdot \bar{a}_{BA}^n$. Таким образом, учет движения колеса может быть осуществлен за счет приложения центробежных сил инерции, исходящих из центра колеса.

В ANSYS учет центробежных сил инерции осуществляется путем задания угловой скорости вращения относительно оси z, совпадающей с осью симметрии кольца. Для этого была выполнена следующая операция **Preprocessor>Loads>Apply>Other>Angular Velocity**. При расчетах значение угловой скорости принималось равным 35 рад/с, что соответствует скорости движения 50 км/ч.

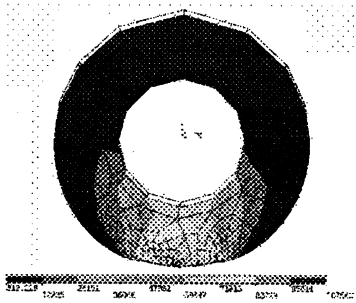


Рис. 2. Напряженно-деформированное состояние кольца с учетом качения

Нагруженная шина соприкасается с поверхностью дороги по площадке, размеры которой определяются значениями приложенных сил. Поэтому для определения радиального перемещения оси колеса, которым моделировалась непосредственно шина и исследования напряженного его состояния, с помощью программного комплекса **ANSYS** выполнено решение контактной задачи. Поскольку материал колеса имеет малый модуль упругости, то при его деформировании имеют место большие относительные деформации. С этой целью предусмотрено решение задачи с геометрической нелинейностью.

Варьируя значением сосредоточенной силы в пределах от 500 Н до 3000 Н определялись перемещения *y*, эквивалентные напряжения, 1-е и 3-е главные напряжения. На рис. 2 приведено напряженно-деформированное состояние внешнего кольца при действии вертикальной нагрузки на внутренний объем 2500 Н.

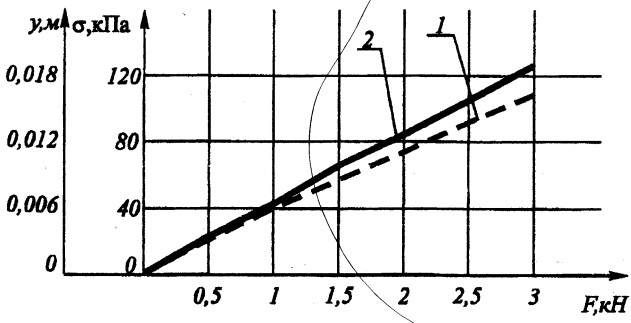


Рис. 3. Графики зависимости перемещений и эквивалентных напряжений от прикладываемой нагрузки

Из рисунка видно, что наибольшие напряжения возникают на границах контактной площадки. На основании полученных результатов построены графики зависимости: перемещений y (1) и эквивалентных напряжений σ (2) от величины прилагаемой нагрузки (рис. 3).

Анализ результатов показывает, градиент перемещений и напряжений незначительно убывает при увеличении приложенной силы.

Таким образом, разработанный нами новый метод учета центробежных сил позволил определить напряженно-деформированное состояние кольца при его качении по горизонтальной плоскости с учетом динамических нагрузок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля — М.: Машиностроение, 1972. 2. Шимановский А.О., Кракова И.Е. Математическая модель и расчет динамики колесного транспортного средства // Машиностроение. — Мн., 2003. — Вып. 19. — С. 737–741. 3. Pacejka H.B., Besselink I.J. Magic formula tyre model with transient properties// Vehicle System Dynamics.— 27.— 1997.

УДК 691.328

Г.М. Куземкина

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ БЕТОННОЙ МАТРИЦЫ С МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ АРМАТУРОЙ

Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь

Постановка арматуры в бетонную матрицу обеспечивает возможность надежной долговременной эксплуатации строительных конструкций. Качества железобетона в значительной степени зависят от свойств поверхностей сцепления арматуры с бетоном. В результате воздействия окружающей среды происходит коррозия железобетона, что при интенсивных нагрузках может привести к разрушению частей здания. Поэтому проблема обеспечения высоких прочностных качеств железобетона имеет большое значение для практики строительства. Одним из путей решения этой проблемы является оптимизация взаимодействия бетонной матрицы с упрочняющей арматурой.

В работе решается задача об уточненном определении напряженно-деформированного состояния железобетонного композита путем математического моделирования с применением метода конечных элементов.

Отличительной чертой бетона является его высокая прочность при действии сжимающих напряжений и низкая — при действии растягивающих напряжений. Поэтому линейная модель изотропного твердого тела, используемая для конечно-элементного расчета металлических конструкций, не дает точных результатов для железобетонных конструкций. Это обусловило необходимость применения специальных конечных элементов для описания свойств железобетона. При моделировании применены следующие *допущения и ограничения:*

1. Растрескивание разрешается в трех ортогональных направлениях в каждом узле модели.

2. Учет растрескивания от какого-либо узла моделируется путем регулирования свойств материала, причем модификация заключается в рассмотрении распределенной полосы трещин вместо отдельной дискретной трещины.

3. Материал бетон принят изначально изотропным.

Критерий повреждения бетона при многоосном напряженном состоянии (критерий отказа Виллама и Варнке [2]) выражен в форме:

$$\frac{F}{f_c} - S \geq 0,$$

где F — функция главных напряжений σ_{xp}, σ_{yp}, σ_{zp}; S — поверхность повреждения в пространстве главных напряжений (она является пространственным аналогом кругов Мора для материала с нелинейными свойствами); f_c — предельное одноосное сжимающее напряжение, а σ_{xp}, σ_{yp}, σ_{zp} — главные напряжения. Если приведенное неравенство не удовлетворяется, то нет образования трещин или разрушения.

Поверхность повреждений в пространстве главных напряжений представляет собой трехмерную поверхность для напряженных состояний, которые являются двухосными или близкими двухосным. В случае, если самые существенные не равные нулю главные напряжения находятся в направлениях σ_{xp} и σ_{yp}, точки трехмерной поверхности, расположены выше плоскости с нулевыми значениями σ_{zp}, как это показано на рис. 1. Условием отказа материала является знак функции σ_p. Например, если σ_{xp}, σ_{yp} отрицательны, а σ_{zp} имеет небольшое положительное значение, трещины могут быть предсказаны в направлении, перпендикулярном σ_{zp}. Однако если σ_{zp}=0 или имеет небольшое отрицательное значение, то материал может раскрошиться.

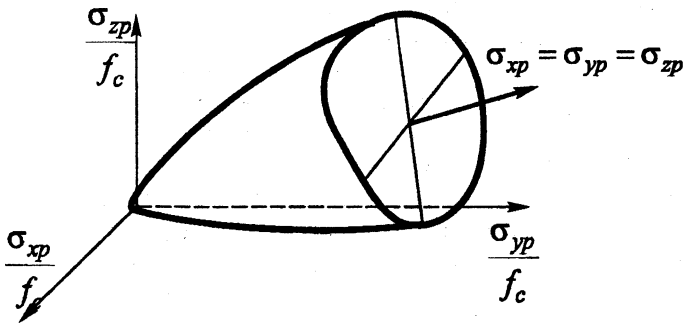


Рис. 1. Поверхность повреждений в пространстве главных напряжений

Повреждения бетона классифицируются по четырем категориям: «сжатие — сжатие — сжатие» ($0 \geq \sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$); «растяжение — сжатие — сжатие» ($\sigma_1 \geq 0 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$); «растяжение — растяжение — сжатие» ($\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq 0 \geq \sigma_3$); «*растяжение — растяжение — растяжение*» ($\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3 \geq 0$). Здесь σ_1, σ_2, σ_3 — относительные значения главных напряжений. Для каждой категории установлены аналитические зависимости, описывающие законы изменения функций F_i и S_i. Функции S_i ($i = 1...4$) имеют свойства, соответствующие условию непрерывности поверхности, которую они описывают.

Поскольку бетон имеет нелинейную зависимость напряжений и деформаций, то при конечноэлементном расчете требуется итерационное решение. Если учитывается возможность и растрескивания и скалывания, приходится предусматривать медленное приложение нагрузок, чтобы предотвратить возможное фиктивное разрушение бетона прежде, чем произойдет передача приложенной нагрузки через закрытую трещину. Это обычно случается, когда чрезмерные деформации, вызванные появлением трещин, приводят к большим напряжениям в перпендикулярном направлении, что проявляется через существующую связь продольных и поперечных деформаций.

Выполненные исследования показали, что для обеспечения сходимости решения системы нелинейных уравнений, количество итераций необходимо применять равным не менее пятидесяти. Ускорению расчетов способствует использование фиксированного шага приложения нагрузки, поскольку при автоматизированном подборе шага решение системы нелинейных уравнений оказывается расходящимся, и возникает необходимость значительного увеличения числа итераций.

В результате тестового расчета установлено, что для стержневых конструкций требуемая точность расчетов перемещений достигается при делении самой короткой стороны поперечного сечения сеткой конечных элементов не менее чем на три части. Причем, целесообразно использование регулярной сетки. Для решения задачи об определении закона распределения напряжения по объему арматуры ее поперечное сечение необходимо разбивать не менее чем на шестнадцать площадей.

Разработана новая конечноэлементная модель железобетонной балки, в которой свойства арматуры и бетонной матрицы описывались с помощью методов механики сплошных сред. Это сделано для установления реального закона распределения напряжений в материалах арматуры и матрицы.

В качестве расчетной схемы принята модель консольной балки прямоугольного поперечного сечения с несимметричным армированием, обеспеченным пятью стальными стержнями. Нагружение балки осуществлялось путем приложения равномерно распределенного давления к одной из ее граней. Моделирование бетонных частей конструкции осуществлялось с применением восьмиузлового конечного элемента. Арматура моделировалась двадцатиузловым призматическим конечным элементом. С целью получения оптимального разбиения конструкции на конечные элементы количество частей, на которые разбивались линии геометрической модели, задавалось вручную.

Результаты расчетов показали, что устойчивое решение системы нелинейных уравнений деформирования конструкции получается в случае, если приложенная нагрузка превышает значение, соответствующее образованию первых трещин не более чем на 5%.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что наибольшие сжимающие напряжения наблюдаются в нижней части области защемления (рис. 2). В тоже время напряжения в верхней части области закрепления близки к нулю, так как именно там образуются первые трещины. Подробный анализ областей трещинообразования показал, что они появляются на поверхности балки, а также в местах контакта арматуры с бетоном. Причем на внешней поверхности зона с трещинами распространяется на меньшее расстояние от защемленного конца балки по сравнению с областью взаимодействия арматуры и бетона. Классическая теория деформирования бетона [1] не согласуется с этим фактом.

Разработанная конечноэлементная модель позволила установить, что напряжения в поперечных сечениях арматуры существенно изменяются в пределах сечения каждого арматурного стержня, в то время как обычно считается, что эти напряжения постоянны. Напряжения по длине арматурного стержня изменяются не монотонно (рис. 3). Максимум напряжений наблю-

дается в области, отстоящей от места закрепления торца стержня на расстоянии, равном трем диаметрам арматуры. Классическая теория предсказывает максимальные напряжения на конце стержня. Полученный результат можно объяснить перераспределением напряжений вследствие образования трещин.

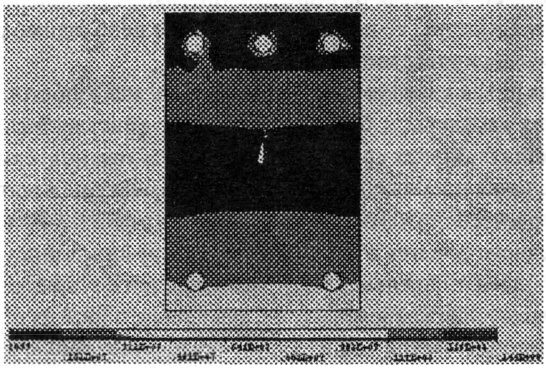


Рис. 2. Распределение эквивалентных напряжений по сечению бетонной матрицы

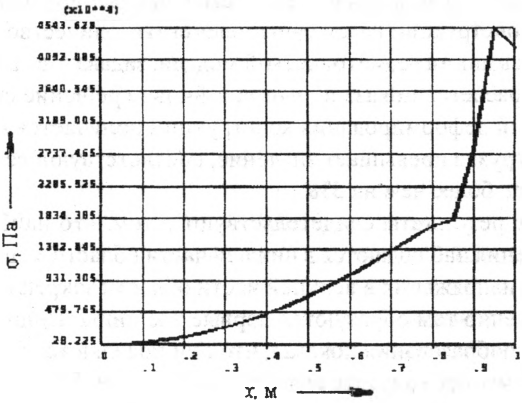


Рис. 3. Распределение напряжений по длине арматуры

Таким образом, на основании конечноэлементного анализа деформирования железобетонной балки установлено, что классическая модель, применяемая в настоящее время при проектировании железобетонных конструкций, неверно описывает особенности деформирования арматуры и бетонной матрицы в областях с наличием трещин. При конструировании железобетонных конструкций с целью обеспечения их надежной и безопасной эксплуатации этот факт надо обязательно учитывать.

ЛИТЕРАТУРА

1. СНиП 2.03.01-84 Бетонные и железобетонные конструкции — М., 1985.— 285 с. 2. Willam K.J., Warnke E.P. Constitutive Model for the Triaxial Behaviour of Concrete // Proceedings of International Association Bridge Structural. Engineerings, Report 19, Section III.— Zurich, 1975. — P. 1–30. 3. Куземкина Г.М., Шимановский А.О., Черноус Д.А. Конечноэлементное моделирование бетонной матрицы с упрочняющей арматурой // Международная научная конф. «Полимерные композиты, покрытия, пленки. Поликом 2003». — С. 53–55.

УДК 593.3

А.В. Курбачев

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЛНОВЫХ ПОЛЕЙ В НЕОДНОРОДНОЙ УПРУГОЙ СРЕДЕ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

В [3] исследовано взаимодействие гармонической продольной волны с однослойным безграничным по протяженности экраном в воздушном пространстве. Показано, что колебания ограждения из жестких материалов, на которое падает волна под углом θ, могут быть описаны уравнениями движения тонких плит, если длина следа падающей волны не менее шестикратной толщины плиты. Если материал плиты является мягким (в нем скорости продольной и поперечной волн существенно меньше скорости звука в воздухе), то условием применимости уравнения изгибных колебаний тонкой плиты является требование о шестикратном превышении длины поперечной волны толщины ограждения.

Описано условие возникновения в плите пространственного резонанса. В отличие от обычного резонанса системы, характеризуемого совпадением частоты вынужденных колебаний под действием внешней гармонической силы с частотой собственных колебаний системы, здесь имеется совпадение геометрических размеров: след падающей волны равен длине волны изгиба в плите. Поскольку плита предполагается неограниченной, то все частоты ее колебаний являются собственными. При явлении совпадения распределение давления в падающей волне вдоль плиты точно соответствует распределению смещений при собственных колебаниях плиты той же частоты, что и

приводит к интенсивному росту колебаний. При явлении волнового совпадения наблюдается наибольшая передача звука через плиту.

Практический интерес представляет исследование колебаний тонкой плиты толщины h в твердом упругом изотропном пространстве, в зависимости от падения на нее продольной и поперечной гармонических волн. Начало ортогональной системы координат OYZ поместим на правой границе плиты, направив ось Y вверх, а ось Z — вправо. Предположим, что со стороны полупространства z<-h под произвольным углом θ на плиту падает продольная волна, или под углом γ — поперечная волна. Углы θ и γ образованы нормалями к фронтам продольной и поперечной волн с осью z. Как в отраженном поле z<-h, так и в полупространстве z > 0 возникнут продольна и поперечная волны. Волновой фронт проходит параллельно оси X.

Потенциалы волн запишем в виде

$$A_1 \quad \exp\{-j[\alpha(z+h)+\xi y-\omega t]-0{,}5\eta_1[\alpha(z+h)+\xi y]\},$$
$$A_2 \exp[-j(\alpha z+\xi y-\omega t)-0{,}5\eta_1(\alpha z+\xi y)],$$
$$B_1 \exp\{-j[\beta(z+h)+\xi y-\omega t]-0{,}5\eta_2[\beta(z+h)+\xi y]\},$$
$$B_2 \exp[-j(\beta z+\xi y-\omega t)-0{,}5\eta_2(\beta z+\xi y)],$$

где A_1, A_2 и B_1, B_2 — амплитуды падающей, прошедшей продольных и соответственно поперечных волн; $j=\sqrt{-1}$, $\alpha=k_1\cos\theta$, $\beta=k_2\cos\gamma$, $k_1=\omega/c_1$, $k_2=\omega/c_2$, c_1, c_2 — скорости распространения продольной и поперечной волн в твердой среде, $\xi=k_1\sin\theta=k_2\sin\gamma$; ω — круговая частота колебаний; t — время; η_1 и η_2 — коэффициенты потерь продольной и поперечной волн в упругой среде.

На основе энергетических соотношений определим условия, при выполнении которых плита будет эффективно снижать энергию в падающих на нее волнах.

Нагрузку, действующую на плиту, разобьем на симметричную σ_c, t_c и асимметричную σ_a, τ_a части:

$$\sigma_c=-0{,}5\ (\sigma_{z1}+\sigma_{z2}), \qquad \sigma_a=0{,}5\ (\sigma_{z2}-\sigma_{z1}), \qquad (1)$$
$$\tau_c=0{,}5\ (\tau_{yz1}-\tau_{yz2}),$$

где σ_{z1}, τ_{yz1} и σ_{z2}, τ_{yz2} — нормальные, касательные напряжения в левом и соответственно правом полупространствах на границах с плитой.

Компоненты тензора напряжений σ_z и τ_{yz} определим законом Гука [1].

При действии на плиту симметричной нагрузки поперечные смещения $W_п$ частиц плиты равны нулю в силу их малости, изгиб плиты отсутствует, а продольные смещения на левой $V_{п1}$ и правой $V_{п2}$ границах плиты равны между собой.

При действии асимметричной нагрузки полагаем, что продольные перемещения V_0 частиц срединной плоскости плиты равны нулю, поперечные перемещения на левой $W_{п1}$ и правой $W_{п2}$ границах плиты равны между собой, а продольные смещения с учетом деформаций от изгиба будут

$$V_{п1} = V_0 + 0{,}5h\,dW_п/dy, \qquad V_{п2} = V_0 - 0{,}5h\,dW_п/dy \cdot \tag{2}$$

Дифференциальные уравнения, описывающие колебания плиты и их частные решения приведены в [4].

При жестком соединении плиты со средой необходимо, чтобы кроме равенства одноименных компонентов тензора напряжений на боковых поверхностях плиты выполнялись соотношения

$$W = W_п, \quad V = V_{п1}$$

$$\text{при } z = -h \text{ и } W = W_п, \quad V = V_{п2} \text{ при } z = 0, \tag{3}$$

где W и V — горизонтальная и вертикальная составляющие смещения точек полупространств.

Исследуем эффективность плиты в снижении колебаний по энергии волн.

Плотность упругой энергии в волне определим по формуле [2]

$$E(y,z,t) = \frac{\rho}{2}\left\{\left(\frac{\partial V}{\partial t}\right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial t}\right)^2 + 2\left(c_1^2 - 2c_2^2\right)\frac{\partial W}{\partial z}\frac{\partial V}{\partial y} + c_1^2\left[\left(\frac{\partial W}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial y}\right)^2\right] + c_2^2\left(\frac{\partial W}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial z}\right)^2\right\}, \tag{4}$$

где ρ — плотность среды.

Коэффициент передачи колебаний плиты определим как отношение средней по времени плотности энергии в уходящих вправо от границы волнах (прошедшей и трансформированной) к средней по времени плотности энергии в падающей волне:

а) падение продольной волны $\tau_\theta = \tau_{\theta 1} + \tau_{\theta 2}$;

б) падение поперечной волны $\tau_\gamma = \tau_{\gamma 1} + \tau_{\gamma 2}$,

где $\tau_{\theta 1}$ ($\tau_{\gamma 1}$) — часть энергии в падающей продольной (поперечной) волне, перенесенная трансформированной волной; $\tau_{\theta 2}$ ($\tau_{\gamma 2}$) — часть энергии, перенесенная прошедшей волной.

Анализ передачи колебаний через плиту показал, что основная доля энергии переносится волной того же типа, что и падающая, а энергией трансформированной волны можно пренебречь.

Плита эффективно снижает колебания в случае падения продольной волны, если $h\omega/c_1 > 1$ и $\theta \geq 1{,}5\,\theta_1$, где $\theta_1 = \arcsin\left(\sqrt[4]{12}/\sqrt{h\omega c_п/c_1^2}\right)$ — угол, при котором в плите возникает явление волнового совпадения (рис.1); $c_п$ — скорость распространения продольных волн в плите.

Если на плиту падает поперечная волна, то наибольшее снижение колебаний наблюдается при $h\omega/c_2 \geq 2$, $\gamma \geq 1{,}5\gamma_1$, где $\gamma_1 = \arcsin\left(\sqrt[4]{12}/\sqrt{h\omega c_п/c_2^2}\right)$.

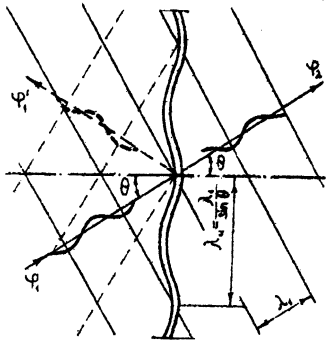


Рис. 1. Явление волнового совпадения для изгибных волн:
$\lambda_1/\sin\theta$ — след падающей волны, $\lambda_и$ — длина волны изгиба в плите

Экспериментальные исследования по изучению колебаний поверхности грунта в окрестности тонкой плиты проводились в технической зоне действующего метрополитена мелкого заложения.

Тонкая плита, высота которой составляет 12 м от поверхности грунта, а толщина — 0,7 м, расположена вертикально в грунте в технической зоне метрополитена. Основание плиты на 2,2 м находится ниже основания тоннеля. Принято: $\rho_п = 2400$ кг/м^3, $\rho = 1700$ кг/м^3, $c_1 = 600$ м/с, $c_2 = 300$ м/с, $c_п = 6400$ м/с, $\theta = 30^0$ ($\gamma = 30^0$).

Замеры уровней виброускорения производили одновременно из двух измерительных площадок, расположенных на одинаковом расстоянии по обе стороны плиты. Измерения проводили с использованием датчиков виброускорения в двух взаимно перпендикулярных направлениях (вертикальном и горизонтальном, перпендикулярном к поверхности плиты). Исследования показали, что уровни составляющих виброускорения перед и за плитой практически не отличаются по своей величине. Например, среднеарифметичес-

кие значения уровней вертикальной Y компоненты виброускорения перед и за плитой в октавных полосах со среднегеометрической частотой 31,5 Гц составляют соответственно 26 и 24 дБ, а с частотой 63 Гц — 31 и 31 дБ. Аналогичные уровни горизонтальной Z компоненты составляют: 35 и 35 дБ с частотой 31,5 Гц, 41 и 38 дБ с частотой 63 Гц. Это свидетельствует о том, что плита, сооруженная в таком виде, не является эффективным виброзащитным сооружением. Основное ее предназначение — ликвидация сдвиговых деформаций грунта в окрестности фундамента здания при сооружении рядом с ним тоннеля метрополитена.

Разработанная математическая модель, описывающая колебания тонкой плиты в твердой среде, подтверждает полученные экспериментальные данные.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бреховских Л.М. Волны в слоистых средах.: — М.: Наука, 1973. — 344 с. 2. Викторов И.А. Звуковые поверхностные волны в твердых телах.: — М.: Наука, 1981.— 183 с. 3. Заборов В.И. Теория звукоизоляции ограждающих конструкций.: — М.: Стройиздат, 1969. — 185 с. 4. Курбачев А.В. Расчет передачи колебаний через тонкую плиту в твердой упругой среде // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-мат. навук. — 2001.— №4. — С. 58–61.

УДК 620.178.15+539.26

Е.Ю. Неумержицкая, С.В. Гусакова, В.Г. Шепелевич

СТРУКТУРА И СВОЙСТВА БЫСТРОЗАТВЕРДЕВШИХ ФОЛЬГ СПЛАВОВ СИСТЕМ АЛЮМИНИЙ-ХРОМ И АЛЮМИНИЙ-НИКЕЛЬ

Белорусский государственный университет,
Минск, Беларусь

Получение материалов в экспериментальных условиях, позволющих создать комплекс механических, физических и химических свойств, рассматривается как существенный резерв создания материалов для современной техники. В последние три десятилетия активно и успешно развиваются методы получения материалов сверхбыстрой закалкой из расплава (СБЗР). При скоростях охлаждения, привышающих 10^5 К/с, удается создать структуру и придать такие свойства материалу, которые нельзя получить традиционными методами

синтеза и термической обработки. При этом часто удается значительно повысить качество ранее известных и используемых материалов. При сверхбыстрой закалке из жидкого состояния удается перейти в аморфное или микрокристаллическое состояние, вызвать измельчение структурных составляющих, значительно повысить взаимную растворимость компонентов при образовании твердых растворов, привести к формированию метастабильных фаз.

Интерес к сплавам алюминия обусловлен их широким применением в микроэлектронике, машиностроении, транспорте, самолетостроении и других областях промышленности. В связи с расширением областей применения алюминиевых сплавов повысились требования к их физико-механическим и химическим свойствам и структуре, что вызвало необходимость в разработке более сложных по составу сплавов. В данной работе представлены результаты исследования структуры, свойств и термической стабильности фольг сплавов систем алюминий-хром и алюминий-никель.

Быстрозатвердевшие фольги сплавов систем Al-Cr и Al-Ni получены при затвердевании капли расплава (≈0,2 г), инжектированной на полированную поверхность вращающегося медного цилиндра 14 м/с. Толщина фольг находилась в пределах 10...100 мкм. Для исследования структуры и микротвердости использовали фольги толщиной 30...50 мкм. Скорость охлаждения расплава, как показал расчет [1], составляла 10^6 К/с. Металлографические исследования фольг выполнены с помощью микроскопа Neophot-20. Наблюдение топографии поверхности (описать какая сторона, излом, до и после обработки) исследуемых образцов осуществлялась с помощью растрового электронного микроскопа марки LEO 1455VP фирмы «Карл Цейс». Рентгеноструктурный анализ применялся для исследования текстуры, определения фазового состава и параметра элементарной ячейки твердых растворов. Текстура изучалась с помощью «обратных» полюсных фигур. Полюсные плотности дифракционных линий 111, 200, 220, 311, 331 и 420 рассчитывалась по методу Харриса [2]. Параметр элементарной ячейки *a* определялся по положению дифракционной линии 420. Микротвердость фольг H_μ измерялась на приборе ПМТ-3 с использованием нагрузки 20 г. Изохронный отжиг быстрозатвердевших фольг проводился от комнатной температуры до 600 °С.

Быстрозатвердевшие фольги алюминия и его сплавов с хромом и никелем имеют микрокристаллическую структуру. Средний размер зерен фольг сплава Al-0,4 ат.% Cr составлял 7,2 мкм, с увеличением концентрации хрома размер зерен уменьшался, для сплава Al-1,2 ат.% Ni размер зерна равнялся 4,4 мкм.

Сторона фольги, прилегающая к кристаллизатору (тип А), имела блестящий вид. Вместе с тем, на ней образовались впадины, на поверхности ко-

торых наблюдалась ячеистая структура. Сторона фольги контактирующая с окружающей средой (тип В) имела бугристую структуру, на которой формировались и впадины и выступы. На поверхности впадин бугристой стороны также наблюдалась ячеистая структура. Число сторон ячеек варьировалось от 4 до 8. Ячейки, как правило имели форму, близкую к шестиугольной, но наблюдались ячейки и вытянутой формы. На бугристой стороне фольги сплава Al- 0,4 ат.% Cr размер ячеек изменялся от 2 мкм до 7 мкм, а в сплаве Al-0,6 ат. % Ni (сторона В) размер ячеек составлял от 1 мкм до 5 мкм (рис.1).

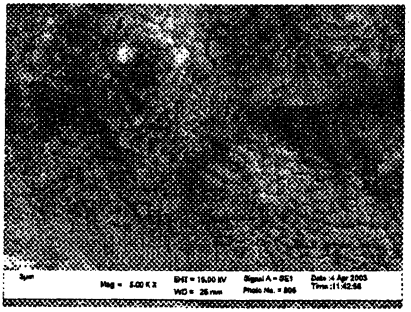


Рис.1. Ячеистая структура быстрозатвердевшей фольги сплава Al-0,6 ат.% Ni (сторона В)

Зерна в фольге имеют преимущественную ориентировку. В табл. 1 представлены значения полюсных плотностей дифракционных линий 111, 200,220, 311, 331 и 340 для фольг исследуемых сплавов. При этом рентгеновское излучение падало на сторону фольги, которая при кристаллизации находилась в контакте с поверхностью кристаллизатора. Наибольшим значением полюсной плотности характеризуется дифракционная линия 111. Такая же текстура (111) наблюдалась ранее в быстрозатвердевших фольгах сплавов систем алюминий-марганец, алюминий-цинк и алюминий-титан [3]. Ее формирование объясняется тем, что в направлении теплоотвода, совпадающем с нормалью к поверхности кристаллизатора с наибольшей скоростью растут те зерна, для которых межфазная граница кристалл-жидкость совпадает с плоскостями {111}.

Для быстрозатвердевших фольг, содержащих 0,2, 0,4 и 0,8 ат.% Cr наблюдаются дифракционные отражения, принадлежащие только твердому раствору на основе алюминия. При этом параметр элементарной ячейки, определяемый по положению дифракционной линии 420, уменьшается с увеличением концентрации хрома в твердом растворе до 0,8 ат.% Cr . На дифрактограмме фольг сплава Al-1,5 ат. % Cr наблюдаются дополнительные диф-

ракционные линии, которые соответствуют фазе $CrAl_7$. Выделения частиц $CrAl_7$ сопровождается резким возрастанием физического уширения β дифракционной линии 420.

Таблица 1

Полюсные плотности дифракционных линий фольг сплавов Al — Cr и Al-Ni

Состав и состояние фольги	Дифракционные линии					
	111	200	220	311	331	420
Al-0,2 ат. % Cr, исходное	2,2	0,7	1,1	0,8	0,6	0,5
Al-0,4 ат. % Cr, исходное	2,9	0,6	0,8	0,8	0,3	0,5
Al-0,8 ат. % Cr, исходное	3,2	0,5	0,7	0,6	0,4	0,6
Al-1,5 ат. % Cr, исходное	1,7	1,0	1,0	1,0	0,7	0,7
Al-1,5 ат. % Cr, отжиг 280 °C	1,6	1,0	1,0	0,8	0,7	0,8
Al-1,5 ат. % Cr, отжиг 360 °C	1,7	1,0	0,2	1,0	0,7	0,7
Al-1,5 ат. % Cr, отжиг 420 °C	1,2	1,2	1,2	1,0	0,7	0,7
Al-1,5 ат. % Cr, отжиг 490 °C	1,0	0,7	1,2	1,2	1,0	1,0
Al-1,5 ат. % Cr, отжиг 550 °C	1,1	0,9	1,1	1,3	0,7	0,9
Al-0,3 ат. % Ni, исходное	2,6	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6
Al-0,6 ат. % Ni, исходное	3,2	0,5	0,6	0,6	0,5	0,5
Al-1,2 ат. % Ni, исходное	3,8	0,4	0,6	0,6	0,4	0,4
Al-1,2 ат. % Ni, отжиг 180 °C	3,6	0,4	0,5	0,5	0,4	0,5
Al-1,2 ат. % Ni, отжиг 340 °C	3,6	0,4	0,5	0,5	0,4	0,5
Al-1,2 ат. % Ni, отжиг 480 °C	3,6	0,4	0,5	0,5	0,4	0,5

Рентгеноструктурные исследования показали, что и для сплавов системы алюминий-никель происходит образование пересыщенного твердого раствора на основе алюминия. Параметр элементарной ячейки, также как и у системы алюминий-хром, с увеличением концентрации уменьшается. Вместе с тем в бастрозатвердевших фольгах этих систем наблюдались очень слабые дифракционные отражения интерметаллического соединения Al_3Ni

Микротвердость массивных литых образцов, подвергнутых гомогенизационному отжигу, в несколько раз ниже, чем быстрозатвердевших фольг сплавов алюминий-хром, алюминий-никель. Такое различие целесообразно связать прежде всего с образованием пересыщенного твердого раствора на

основе алюминия, а также образование микрокристаллической структуры и мелкодисперстных частиц алюминида хрома и алюминида никеля.

Быстрозатвердевшие фольги исследуемых сплавов находятся в неустойчивом состоянии. При их нагреве происходят изменения их структуры и свойств. На рис. 2 представлена кривая изменения микротвердости фольг сплава системы Al –0,8 ат.% Cr при изохронном отжиге, где наблюдается 2 этапа изменения H_μ в следующих температурных интервалах 180–240 °С и 480–520°С. Аналогичные этапы изменения микротвердости с некоторым смещением температурных границ наблюдается и для фольг с другим содержанием хрома. Графики изменения H_μ быстрозатвердевших фольг сплава Al – 0,8 ат.% Cr в течении нескольких часов изотермического отжига при 300 и 500°С приведены на рис. 3. Для фольги сплава Al-0,6 ат.% Ni наблюдались 3 этапа изменения H_μ [4]. Изохронный и изотермический отжиги уменьшают микротвердость.

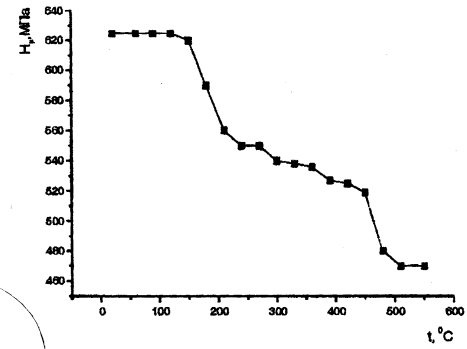


Рис.2. Изменение микротвердости фольг сплава системы Al –0,8 ат.% Cr при изохронном отжиге

Уменьшение H_m фольг сплавов систем Al-Cr и Al-Ni связано с распадом пересыщенного твердого раствора на основе алюминия, процессом рекристаллизации и уменьшением микродеформаций, что подтверждают металлографические и рентгеноструктурные исследования [4]. Термическая обработка фольг системы Al-1,5 ат.% Cr приводит к перераспределению полюсных плотностей дифракционных линий (табл. 1), что свидетельствует о протекании рекристаллизации. Физическое уширение β дифракционной линии 420 твердого раствора на основе алюминия для фольг Al-0,3 ат.% Ni и Al-1,5 ат.% Cr уменьшается при отжиге выше 180°С. Изменение физического уширения связано с уменьшением микродеформации.

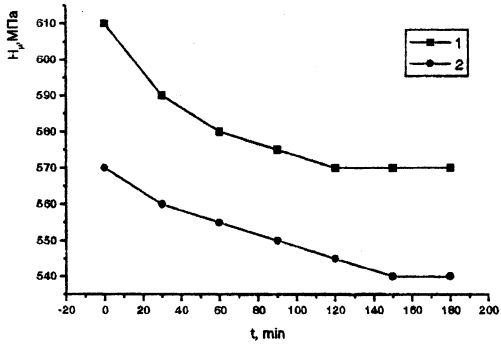


Рис.3. Изменение микротвердости сплава Al –0,8 ат.% Cr при изотермическом отжиге 300 –1 и 500°С — 2

Таким образом, быстрозатвердевшие фольги сплавов систем алюминий-хром и алюминий-никель имеют микрокристаллическую структуру и текстуру (111). Состоят из пересыщенного твердого раствора на основе алюминия при концентрации хрома 1,5 ат.% содержат частицы фазы и выделение фазы Al_3Ni. В сплаве алюминий-никель при отжиге 260-380 °С происходит образование мелкодисперстных частиц Al_3Ni. Дальнейший отжиг при 480 °С приводит к коалесценции частиц второй фазы, что позволяет протекать рекристаллизационным процессам, уменьшающих физическое уширениедифракционных линий. При нагреве фольг сплавов системы алюминий-хром выше 180 °С происходит распад пересыщенного твердого раствора, сопровождаемый выделением фазы $CrAl_7$ и уменьшением микротвердости. Дальнейший нагрев сплава Al –1,5 ат.% Cr выше 400°С вызывает протекание рекристаллизационных процессов, при которых текстура (111) ослабевает.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метастабильные и неравновесные сплавы //Ю.В. Ефимов, Г. Варлимонт, Г.Г. Мухин и др. Под ред. Ю.В.Ефимова.— М.:Металлургия, 1988.—383. 2. Вассерман Г., Гревен И. Текстуры металлических материалов.— М.: Метаррургия, 1969.— 654 с. 3. Василевич Е.Ю., Гутько Е.С., Шепелевич В.Г. Текстура фольг алюминия и сплавов на его основе, полученных сверхбыстрой закалкой из жидкой фазы// Машиностроение.— 2002. — Вып.18. — С.341–345. 4. Василевич Е.Ю., Шепелевич В.Г. Структура и свойства быстрозатвердевших фольг сплавов системы алюминий-никель// Машиностроение.— 2001. — Вып.17. — С.256–260.

УДК 621.762

Е.Е. Петюшик

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ ФОРМИРОВАНИЯ ТЕЛ НАМОТКИ НА СИЛОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ИХ РАДИАЛЬНОГО ПРЕССОВАНИЯ

Институт повышения квалификации и переподготовки кадров по новым направлениям развития техники, технологии и экономики Министерства образования РБ
Минск, Беларусь

Силовые показатели процессов прессования уплотняемых материалов на основе порошков и дискретных волокон определяются, преимущественно, механической схемой деформации и физико-механическими свойствами материала структурообразующих элементов (СОЭ). При уплотнении материалов на основе непрерывных металлических волокон большое значение имеет, кроме того, исходная структура заготовки, определяемая взаимной ориентацией СОЭ. В частности, при формировании проволочных тел намотки (ТН) для последующего радиального прессования в замкнутом объеме, основа структуры ТН закладывается режимами намотки проволоки: величинами межвиткового зазора s и угла намотки β.

При радиальном прессовании проволочных ТН на оправку давление прикладывают к наружной поверхности заготовки. В этом случае перемещение внутреннего слоя витков, находящихся в контакте с жесткой оправкой, ограничено. Уплотнение ТН происходит за счет контактных деформаций СОЭ (сближения $\delta_к$) и их прогиба с растяжением $\delta_р$ в межконтактных зонах (пролетах) при отсутствии осевых деформаций. В результате осуществляется перемещение Δ наружного слоя ТН в радиальном направлении, определяемое, с учетом количества n слоев намотки, выражением [1]: $\Delta = n \cdot \delta_р + (2 \cdot n - 1) \cdot \delta_к$.

Достаточная регулярность взаимного расположения СОЭ в ТН позволяет определять силовые параметры процесса их прессования в виде суммы сил контактного деформирования $P_к$ и деформирования изгиба $P_р$, сопровождающегося растяжением проволоки. На элементарных участках взаимодействия СОЭ (в контактах и пролетах) с учетом упрочнения материала проволоки выражения для этих сил установлены в виде [2]:

$$P_к = 1{,}6 \cdot \delta_к \cdot \frac{d_{пр}}{n_\delta \cdot n_р} \cdot \sigma_T \,,\; P_р = 2 \cdot \pi \cdot E \cdot d_{пр}^2 \cdot \delta_р^3 \cdot \left(\frac{\sin 2\beta}{d_{пр} + s} \right)^3 , \qquad (1)$$

где n_δ и n_p — коэффициенты соответственно сближения и контактного давления, зависящие от угла намотки проволоки [2]; σ_T — предел текучести материала проволоки; E — модуль Юнга материала проволоки; $\delta_к$ и $\delta_р$ — соответственно контактное сближение соприкасающихся проволок и пластический прогиб проволоки с растяжением в пролете.

Переходя к относительной деформации $\varepsilon = \varepsilon_к + \varepsilon_р$ ТН из условия равенства текущих значений $P_к$ и $P_р$ в процессе прессования, принимая площадь приложения деформирующего давления p равной текущей площади наружной поверхности прессовки, и с учетом изменяющегося количества элементарных участков взаимодействия СОЭ, получено выражение:

$$p = \frac{\pi \cdot \sin 2\beta}{(1+n_s)^2 \cdot (1-\varepsilon)^3} \times \left[\frac{(0{,}15)^2 \cdot \sigma_T \cdot \varepsilon}{2 \cdot n_\delta \cdot n_p} + \frac{(1{,}85 - 2 \cdot \varepsilon)^4 \cdot \varepsilon^3 \cdot E \cdot \sin^3 2\beta}{(1-\varepsilon) \cdot (1+n_s)^3} \right]. \quad (2)$$

где $n_s = s/d_{np}$ — отношение межвиткового зазора к диаметру проволоки.

Из геометрического рассмотрения проволочного ТН установлено, что максимальная его деформация (когда $П \to 0$) должна удовлетворять условию $\varepsilon_{max} < 1 - \pi/4 \cdot (1+n_s)$. Принимая ограничение $d_{np} < s \le 3 \cdot d_{np}$ [2], имеем $\varepsilon_{max} < 0{,}8$.

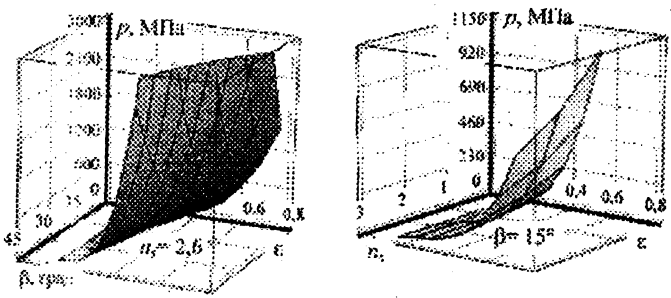


Рис. 1. Характер влияния геометрических показателей ТН на уровень давления прессования. Материал проволоки — Х20Н80

Анализ характерных графических зависимостей $p=f(\beta, \varepsilon)$ и $p=f(n_s, \varepsilon)$ показывает (рис. 1), что требуемое давление прессования p ТН до заданной величины деформации е быстро возрастает с увеличением угла намотки проволоки β. Величина n_s в меньшей степени оказывает влияние на уровень требуемого давления прессования, хотя увеличение значения n_s способствует снижению давления прессования.

В практике обработки давлением дискретных сред часто требуется определять требуемое давление прессования p для заданной относительной

плотности ν прессовки, определяющей как структурные, так и каркасные свойства готового изделия. После преобразований уравнение (2) имеет вид:

$$p = 10 \cdot \left(\frac{\nu}{\nu_{TH}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\nu}{\nu_{TH}} - 1 \right)^2 \cdot \frac{\sin^4 2\beta}{(1+n_s)^2} \cdot \sigma_T, \qquad (3)$$

где ν_{TH} — относительная плотность ТН до деформации.

Величина угла намотки является определяющей с точки зрения роста силовых затрат процесса (рис. 2). Экспериментальные исследования подтвердили адекватность уравнения (3) в широком интервале значений плотности (рис. 3). Погрешность находится в пределах 10–15%, что приемлемо для практических расчетов, так как изменение давления прессования дискретных материалов на 5% приводит к изменению плотности в пределах 1% [3].

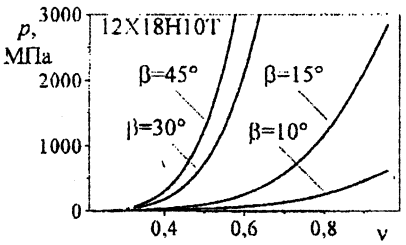


Рис. 2. Давление прессования ТН при различных углах намотки

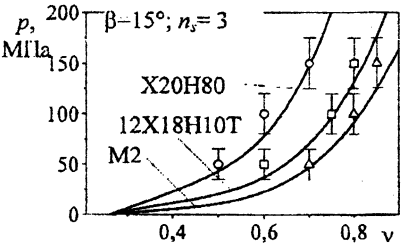


Рис. 3. Давление прессования ТН: точки — эксперимент

Таким образом, минимизация силовых затрат процесса прессования может и должна быть обеспечена на стадии формирования проволочной заготовки рациональным сочетанием угла намотки проволоки β и отношения межвиткового зазора к диаметру проволоки n_s с учетом прогнозных структурных характеристик деформированных тел намотки [1].

ЛИТЕРАТУРА

1. Петюшик Е.Е., Якубовский А.Ч., Божко Д.И. Структурные характеристики деформированных тел намотки // Наука — образованию, производству, экономике / Материалы междунар. научно-технической конф. В 2-х т. — Т. 1./ Под общ. ред. Хрусталева Б.М., Соломахо В.Л. — Мн.: УП «Технопринт», 2003.— С. 56–60. 2. Петюшик Е.Е., Реут О.П., Якубовский А.Ч. Основы деформирования проволочных тел намотки. — Мн.: УП «Технопринт», 2003. — 218 с. 3. Реут О.П., Богин-

ский Л.С., Петюшик Е.Е. Сухое изостатическое прессование уплотняемых материалов. — Мн.: Дэбор, 1998.—258 с.

УДК 621.762

Е.Е. Петюшик

ОЦЕНКА ПРОНИЦАЕМОСТИ ДЕФОРМИРОВАННЫХ ПРОВОЛОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Институт повышения квалификации и переподготовки кадров по новым направлениям развития техники, технологии и экономики Министерства образования РБ
Минск, Беларусь

Эффективность работы проницаемых материалов (ПМ) на основе металлов и керамики в целом определяется комплексом эксплуатационных свойств, которые зависят от структурных и каркасных характеристик. Важнейшими свойствами ПМ являются проницаемость и ее распределение по площади фильтрации.

Наибольшей проницаемостью и минимальным гидравлическим сопротивлением обладают пористые материалы на основе гладких структурообразующих элементов (СОЭ) — волокон, проволоки и сферических частиц порошка. При этом, по сравнению с порошковыми материалами, гидравлическое сопротивление пористых материалов с волокнистой структурой меньше, а проницаемость выше [1, 2]. Так, при равной пористости коэффициент проницаемости и средний размер пор порошковых материалов из сферических порошков в 2,5–3 раза выше по сравнению с материалами из порошков неправильной формы [3]. Авторы [3] объясняют это более упорядоченной структурой материала в первом случае. При равном среднем размере пор волокнистые ПМ имеют пористость на 10–15% больше по сравнению с порошковыми ПМ, а их коэффициент проницаемости в 1,6–2 раза выше.

Технологическое управление распределением проницаемости по объему материала для СОЭ неправильной формы затруднено. Повышению регулярности поровой структуры и, соответственно, проницаемости, способствуют упрощение формы и уменьшение размеров СОЭ или увеличение толщины ПМ. Высокая регулярность структуры обеспечивается при изготовлении ПМ из непрерывных металлических волокон: сеток [2], деформированных тел намотки [4].

Практически используемые способы определения регулярности распределения проницаемости по объему материала не обладают высокой точностью [5]. Распределение пористости успешно исследуют, в частности, с помощью развивающихся в последнее время цифровых методов обработки изображений [6]. Из рис. 1 видно, что регулярность структуры проволочного ПМ выше, чем регулярность структуры порошковых и волокнистых материалов, при соизмеримых размерах СОЭ.

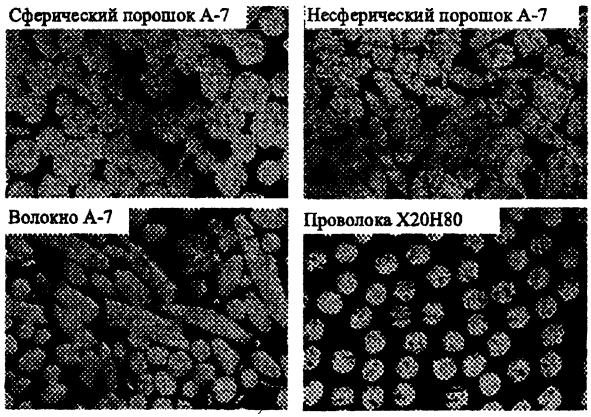


Рис. 1. Вид структуры ПМ в зависимости от вида СОЭ: порошок — (-0,4)÷(+0,16) мм; волокно — ∅ 0,15x5÷15 мм; проволока — ∅ 0,15 мм

Значения коэффициента проницаемости трубчатых образцов с пористостью 50% длиной 40 мм с внутренним диаметром и толщиной стенки соответственно 10 мм и 2 мм из проволоки Х20Н80, полученных послойной крестовой намоткой и последующим радиальным прессованием, представлены в табл. 1. Коэффициент проницаемости вычисляли (из закона Дарси) по формуле [7]:

$$K = \frac{Q}{\Delta p} \cdot \frac{h}{S_\phi} \cdot \eta,$$

где Q — объемный расход воздуха в единицу времени, м^3/с; h — толщина стенки пористого образца, м; $S_\phi = \pi \cdot D_0 \cdot L_P$ — площадь фильтрации (площадь внутренней боковой поверхности образца), м^2; $\eta = 1{,}19\ 10^{-3}$ Па·с — динамическая вязкость среды (спирта).

Таблица 1

$d_{пр}$, мм	h, м	$S_ф$, $м^2$	Q, $м^3/с$		Δp, Па		K, $м^2$
			1	2	1	2	
0,10	$2{,}0\times10^{-3}$	$1{,}26\times10^{-3}$	$7{,}2\times10^{-5}$	$1{,}54\times10^{-4}$	450	960	$3{,}02\times10^{-10}$
0,15					400	860	$3{,}40\times10^{-10}$
0,18					350	750	$3{,}88\times10^{-10}$

Сравнивать различные ПМ удобно по параметру эффективности, характеризующему соотношение производительности и тонкости фильтрации [8]:

$$E_1 = \sqrt{K} / d_П^{max},$$

где $d_П^{max}$ — максимальный размер пор.

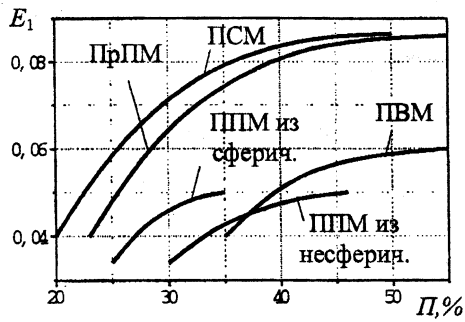


Рис. 2. позволяет в диапазонах пористости, характерных для каждого из материалов, сравнить эффективность ПМ на основе различных СОЭ. Графики для порошковых, волокнистых и сетчатых материалов построены по данным [3, 7]

Рис. 2 позволяет в диапазонах пористости, характерных для каждого из материалов, сравнить эффективность ПМ на основе различных СОЭ. Графики для порошковых, волокнистых и сетчатых материалов построены по данным [3, 7].

Очевидно, что проволочные ПМ по параметру эффективности E_1 превосходят порошковые и волокнистые материалы и приближаются к сетчатым.

Таким образом, использование в качестве СОЭ непрерывного металлического волокна (проволоки) способно обеспечить весьма высокие эксплуатационные показатели проницаемых материалов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Оценка локальной проницаемости пористых порошковых материалов / П.А. Витязь, В.М. Капцевич, Л.П. Пилиневич и др. // Порошковая металлургия. — 1985. — № 6. — С. 55–57. 2. Исследование особенностей гидравлических характеристик пористых прокатных сетчатых материалов / Б.А. Пермяков, В.А. Ложкин, В.И. Макарочкин и др. // Порошковая металлургия.— 1979.— № 3. — С. 83–85. 3. Свойства пористых порошковых материалов из алюминия / П.А. Витязь, В.М. Капцевич, А.Н. Сорокина и др. // В кн. Порошковая металлургия. — Мн.: Вышэйшая школа, 1986. — Вып. 10. — С. 11–15. 4. Main Aspects of the Theory and Technology of Producing Permeable Materials with the Organized Porous Structure Through Deformation Processing / Y. Piatsiushyk, O. Reut, A. Yakubouski, L. Boginsky // 15 Iternational Plansee Seminar, Austria, Reutte, 2001, V 3, S. 285–299. 5. Белов С.В. Пористые металлы в машиностроении. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1981. — 247 с. 6. Гуменюк Л.О., Лотыш В.В. К использованию адаптивных методов бинарной сегментации изображений для изучения пористости дисперсных материалов // Физика и техника высоких давлений. — 1999. — Т.9. — №2. — С.39–40. 7. Пористые проницаемые материалы: Справочник / Под ред. С.В. Белова.— М.: Металлургия, 1987. — 335 с. 8. Эффективность спеченных проницаемых материалов различного назначения / П.А. Витязь, В.К. Шелег, В.М. Капцевич, В.В. Мазюк. // В кн. Порошковая металлургия. — Мн.: Вышэйшая школа, 1984. — Вып. 8. — С. 66–70.

УДК 621.874

Г.В. Селиверстов

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ КОНТРОЛЬ УСТАЛОСТНОЙ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ НЕСУЩИХ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ С ПОМОЩЬЮ СРЕДСТВ ОПТИЧЕСКОЙ РЕФЛЕКТОМЕТРИИ

Тульский государственный университет
Тула, Россия

Рассматривая работу несущих металлоконструкций при переменном во времени нагружении, можно отметить что, как правило, ее критическим со-

стоянием является усталость или исчерпание трещиностойкости. Процесс накопления усталостной повреждаемости элементом конструкции грузоподъемного крана находит свое отражение, в первую очередь, в поверхностных слоях материала, и если на первых стадиях обнаружить и получить их количественную оценку можно только с помощью специальных приборов, то в начале второго этапа (линия Френча) это можно сделать визуально с помощью простейших увеличительных средств. Причем каждой стадии усталости соответствуют свои изменения рельефа поверхности от появления линий скольжения до образования макротрещин критического размера [1].

Наблюдения за характером изменения состояния поверхности в процессе увеличения числа циклов может дать качественную и количественную информацию, как о степени интегрального повреждения, так и о дискретности повреждения структуры в наблюдаемой зоне предразрушения и последовательного продвижения зоны вследствие прироста трещины.

Для реализации данного метода на кафедре ПТМиО Тульского государственного университета был разработан следующий способ, показанный на рис. 1 [2, 3].

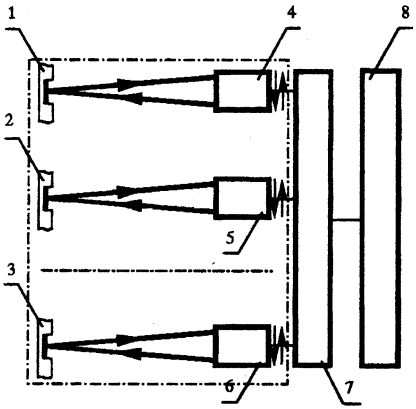


Рис. 1. Схема устройства для автоматизированной диагностики металлоконструкций: 1, 2, 3 — места наиболее вероятного разрушения металлоконструкции с подготовленными контрольными площадками; 4, 5, 6, — оптоэлектронные преобразователи; 7 — блок сопряжения; 8 — персональный компьютер

Для его применения на исследуемой металлоконструкции крана определяют слабые места — места наиболее вероятного разрушения. В местах наиболее вероятного разрушения в зоне предполагаемого прохождения и разви-

тия трещины подготавливают контрольные площадки. Контрольная площадка представляет собой участок поверхности, обработанный с высокой чистотой. Для сканирования поверхностей контрольных площадок применяют оптические рефлектометрические датчики, реализующие принципы регистрации параметров рассеянного контролируемой поверхностью оптического излучения. При сканировании контрольных площадок датчики осуществляют равномерное поступательное движение в направлении перпендикулярном предполагаемому развитию макротрещины. Движения сканирования и возврата датчиков осуществляют с помощью электроприводов.

Развитие микротрещин до макротрещин критического размера связано с переходом микротрещины через границу зерна и ее распространением в плоскости, перпендикулярной направлению приложенной нагрузки в условиях реализации плоскодеформированного напряженного состояния у вершины трещины. На этой стадии распространения трещины на поверхности разрушения наблюдается образование характерной бороздчатости, и трещина распространяется при низких значениях коэффициента интенсивности напряжения у ее вершины, соответствующей условиям плоской деформации. Таким образом, вместо рассмотрения всей поверхности контрольной площадки можно ограничиться рассмотрением одного его сечения, перпендикулярного направлению приложенной нагрузки, вблизи концентратора напряжений.

Обнаружение и количественная оценка изменений оптических свойств поверхности контрольных площадок служит мерой степени усталостного повреждения исследуемой металлоконструкции, а наличие трещин может служить поводом для приостановки работы грузоподъёмного механизма и проведения ремонта, так как их наличие в металлоконструкции не допускается.

Информационный сигнал о наличии или отсутствии на поверхности контрольных площадок усталостных повреждений содержится в световом потоке, формируемом рассеянным контролируемой поверхностью оптическим полем на входе приемной части рефлектометрического фотопреобразователя [4]. Интегральным показателем оптических свойств контролируемой поверхности служит плотность пространственного распределения рассеянного поверхностью оптического излучения подсвета — индикатрисса рассеяния. Информативными параметрами, характеризующими дефектность поверхности, являются параметры формы индикатриссы рассеяния. Аномалии поверхности проявляются через отклонения параметров процесса отражения от начальных углов: падения ψ излучения подсвета и отражения θ рассеянного поверхностью излучения (крупные дефекты), коэффициентов яркости

$\beta(\theta,\psi)$ (мелкие дефекты), определяющих индикатриссу рассеяния контролируемой поверхности. Яркость рассеянного поверхностью излучения внутри индикатриссы рассеяния является функцией параметров: σ — среднеквадратическое отклонение высот микронеровностей поверхности и a — корреляционный интервал, величина, характеризующая угол наклона граней микронеровностей.

Способы обнаружения усталостных повреждений по изменению оптических свойств поверхности контрольных площадок рефлектометрическим методом базируются на диагностике отклонений параметров рассеянного поверхностью светового потока от значений, характерных для поверхности контрольный площадки неповрежденного объекта — эталонной площадки. Вследствие шероховатости поверхности, нестабильности коэффициента отражения поверхности, внешних засветок и флуктуации прозрачности среды рассеяние света поверхностью эталонной площадки так же носит случайный характер, поэтому, основной задачей рефлектометрической диагностики усталостных повреждений является выделение флуктуации информационных параметров на фоне флуктуаций, вызванных неидеальностью характеристик поверхности и условий контроля.

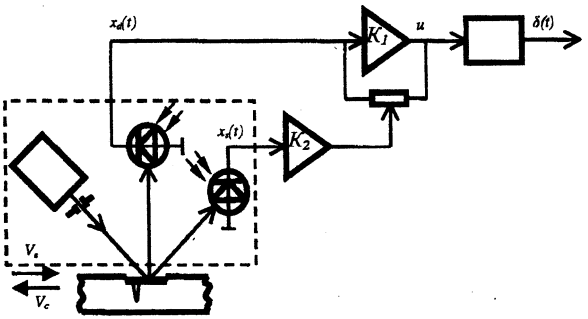


Рис. 2. Система обнаружения усталостных повреждений с линейной коррекцией усиления диффузного канала

Перспективные способы обнаружения усталостных повреждений поверхностей контрольных площадок, основаны на анализе следующих характеристик: корреляционная функция поверхности, форма индикатриссы рассеяния, дисперсия индикатриссы рассеяния.

Для выбора оптимальной системы контроля была проведена оценка эффективности рефлектометрических способов контроля усталостных повреждений поверхностей контрольных площадок крановых металлоконструкций по величинам средних потерь и отношениям сигнал/шум.

Требования, предъявляемые к способу контроля, включают в себя высокую чувствительность к обнаружению трещиноподобных дефектов поверхности и нечувствительность к изменениям цветности. Требование по цветности связано с тем, что в течение срока эксплуатации крана возможно потемнение поверхности контрольных площадок. Эти изменения не должны влиять на достоверность контроля.

С учетом всех требований к способу контроля трещинообразования оптимальной является система, анализирующая параметры формы индикатриссы рассеяния и реализующая линейную коррекцию усиления диффузного канала, показанная на рис. 2.

Принцип работы системы заключается в управлении коэффициентом преобразования канала обработки диффузной составляющей рассеянного поверхностью поля K_1, являющегося каналом контроля, в функции текущих значений зеркальной составляющей по каналу обработки, являющегося каналом коррекции.

Так как коэффициент усиления канала коррекции K_2 является функцией яркости диффузной составляющей рассеянного поверхностью светового потока, величина информационного сигнала зависит только от наличия на контролируемой поверхности механических дефектов и ее микрогеометрии.

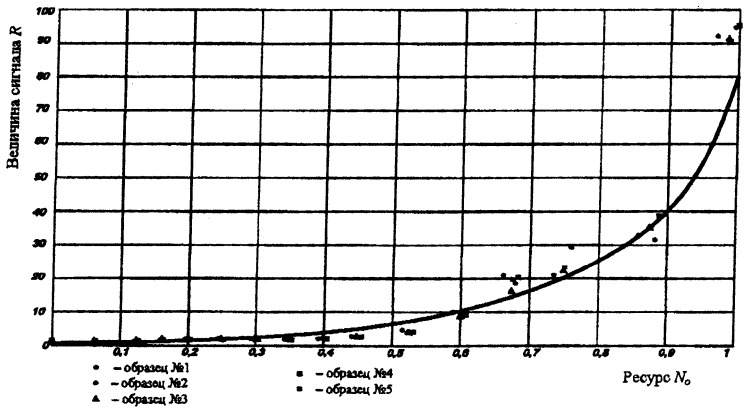


Рис. 3. Модель для определения остаточного ресурса

Форма индикатрисс показывает, что с увеличением числа полос скольжения, микротрещин и размеров усталостной макротрещины происходит перераспределение энергии рассеянного излучения внутри индикатриссы, что

проявляется в изменении соотношений между значениями относительных коэффициентов яркости зеркальной β/β_{max} и диффузной β_d/β_{max} составляющих индикатриссы. В процессе накопления повреждаемости величина корреляционного интервала a меняет свое значение от 35 до 5 мкм, а среднеквадратическое отклонение высот микронеровностей σ от 0,04 до 53,4 мкм.

В результате проведенных экспериментальных исследований на лабораторных образцах были получены данные о величинах сигналов с оптоэлектронных преобразователей R в зависимости от их относительного выработанного ресурса N_o (рис. 3).

Обработав полученные данные по методу наименьших квадратов было получено следующее уравнение регрессии:

$$N_o = 0{,}12343 + 0{,}20419 \cdot \ln R .$$

Полученная модель позволяет оценить остаточный ресурс диагностируемого образца [5]. Проверка с помощью критерия Фишера подтвердила ее адекватность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коцаньда С. Усталостное растрескивание металлов. — М.: Металлургия, 1990. — 623 с. 2. Патент РФ №2170923, G01N21/88, G01B11/30. Способ диагностики работоспособности металлоконструкций./П.А. Сорокин, В.С. Дронов, Г.В. Селиверстов, А.В. Григорьев // 2001, — №20. 3. Сорокин П.А., Селиверстов Г.В., Колясников А.А. Способ автоматизированной диагностики металлоконструкций грузоподъемных кранов // Автоматизация и современные технологии. — 2001. — №1. — С. 5–7. 4. Сорокин П.А., Чистяков В.Л. Оптические способы обнаружения и классификация дефектов поверхности изделий // ВОТ. Серия 13. Комплексная автоматизация производства и роторные линии. М.: ЦНИИинформации. — 1990. — №11. — С. 28–38. 5. Сорокин П.А., Дронов В.С., Селиверстов Г.В. Определение остаточного ресурса металлоконструкций грузоподъемных кранов с помощью оптико — электронных приборов // Материалы международной науч. — практич. конференции «Теория, методы и средства измерений, контроля и диагностики». — Новочеркасск: НАБЛА, 2001. — С. 41–44.

УДК 536.21+621.01

О.Н. Скляр, И. М. Мартыненко

ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ ПАРАМЕТРИЧЕСКИ ВОЗБУЖДАЕМЫХ КОЛЕБАНИЙ НА ОСНОВЕ МЕТОДА ДЕЛИНЕАРИЗАЦИИ

Белорусский национальный технический университет,
Белорусский государственный университет
Минск, Беларусь

Рассмотрим колебания механической системы с одной степенью свободы, описываемые следующим дифференциальным уравнением с переменными коэффициентами (1):

$$\frac{d^2q}{dt^2}+\varphi(t)\frac{dq}{dt}+\psi(t)q=0 \qquad (1)$$
$$q(0)=q_0; \quad \dot{q}(0)=q_1$$

Будем предполагать $q(t)\neq 0$, $q_0\neq 0$, q_0, q_1 — постоянные. Введем в (1) замену

$$u(t)=\frac{\dot{q}}{q}=\frac{d}{dt}\ln q \qquad (3)$$

или

$$\dot{q}=u\cdot q, \quad (\cdot)=\frac{d}{dt} \qquad (3')$$

Тогда (1) примет такой вид:

$$\frac{d\dot{u}}{dt}+u^2+\varphi(t)u+\psi(t)=0 \qquad (4)$$

Это уравнение Риккати, которые будем решать приближенно с помощью такой линеаризации:

$$\frac{d\tilde{u}}{dt}+\left(u(0)+\varphi(t)\right)\tilde{u}(t)=0$$
$$u(0)=\frac{q_1}{q_0} \qquad (5)$$

Откуда

$$\tilde{u} = e^{-\left[u(0)t+\int_0^t \varphi(t)dt\right]}\left[u(0)-\int_0^t \psi(t)e^{u(0)t+\int_0^t \psi(\tau)d\tau dt}\right] \tag{6}$$

Для оценки близости точного $u(t)$ и приближенного $\tilde{u}(t)$ решений уравнения (4) обозначим

$$z(t) = u(t)\cdot\tilde{u}(t) \tag{7}$$

Тогда из (4) — (5)

$$\frac{dz}{dt} + u^2 + \varphi(t)(u-\tilde{u}) - u(0)\tilde{u} = 0$$

Откуда

$$|z(t)| = \left|\int_0^t \left\{\left(u^2-\tilde{u}^2\right)+\left(\tilde{u}^2-u^2(0)\right)+\left(u^2(0)-u(0)\tilde{u}\right)+\varphi(t)(u-\tilde{u})\right\}dt\right| \le$$

$$\le c\left|\int_0^t |z(t)|dt\right| + F(t) \tag{8}$$

где

$$F(t) = \left|\int_0^t \left[\tilde{u}^2 - u^2(0) + \left|u^2(0)-u(0)\tilde{u}\right|\right]\ dt\right|, \quad c = \text{const} \tag{9}$$

Обозначим

$$R(t) = \int_0^t |z(t)|dt \tag{9}$$

Тогда (8) можно записать в таком виде:

$$\frac{dR}{dt} - cR(t) \le F(t) \tag{10}$$

Поэтому

$$\frac{d}{dt}\left(R(t)e^{-ct}\right) \le F(t)e^{-ct}$$

или после однократного интегрирования

$$R(t) \le \int_0^t F(t)e^{c(t-\tau)}d\tau \tag{11}$$

Подставим (11) в (8). Тогда получим окончательно

$$|z(t)| \le F(t) + c\int_0^t F(\tau)e^{c(t-\tau)}d\tau \tag{12}$$

Формулы (12) и (11) с учетом (9) представляют поточечную и интегральную оценку близости точного $u(t)$ и приближенного $\tilde{u}(t)$ решений уравнения (4) в зависимости от $\tilde{u}(t)-u(0)$ на промежутке $[0,T]$, где T — мало.

Если T — велико, тогда разобьем интервал $[0,T]$ на m интервалов $[t_i, t_i+h]$, где $h=\dfrac{T}{m}$, $i=\overline{0,m-1}$ и на каждом таком интервале будем решать такую задачу Коши:

$$\begin{gathered}\frac{du}{dt}+n^2+\varphi(t)u+\psi(t)=0, \quad t\in\left[t_i, t_i+\frac{T}{m}\right]\\ u(t_i)=u\left(t_{i-1}+\frac{T}{m}\right)\end{gathered} \tag{13}$$

Линеаризуем уравнение (13), следуя (5):

$$\begin{gathered}\frac{du}{dt}+\left[\tilde{u}(t_i)+\varphi(t)\right]\tilde{u}+\psi(t)=0, \quad t\in\left[t_1, t_2+\frac{T}{m}\right]\\ \tilde{u}(t_i)=\tilde{u}\left(t_{i-1}+\frac{T}{m}\right)\end{gathered} \tag{14}$$

Решение задачи (14) легко выписывается в явном виде по аналогии с (6)

$$\begin{gathered}\tilde{u}=\exp\left(-\int_{t_i}^{t}\left[\tilde{u}(t_i)+\varphi(t)\right]dt\right)\left\{\tilde{u}(t_i)-\int_{t_i}^{t}\psi(t)\exp\left[\int_{t_i}^{t}\left(\tilde{u}(t_i)+\varphi(t)\right)dt\right]dt\right\}\\ t\in[t_i, t_{i+1}]\end{gathered} \tag{15}$$

Формула (14) представляет пошаговую процедуру для построения приближенного решения уравнения (4) на конечном интервале $[0,T]$. Поскольку при переходе с одного интервала $[t_i, t_{i+1}]$ на другой $[t_{i+1}, t_{i+2}]$ происходит накопление ошибок, то итоговая погрешность будет определяться суммой погрешностей на каждом интервале $[t_i, t_{i+h}]$. Это вытекает из (9), т.к.

$$R(t)=\sum_{i=0}^{m-1}\int_{t_i}^{t_i+h}|z(t)|dt, \quad t_0=0, \quad h=\frac{T}{m} \tag{16}$$

При известном $\tilde{u}(t)$ приближенное решение исходной задачи (1) дается формулой

$$\bar{q}(t) = q(0)e^{\int_0^t \tilde{u}(t)dt} \tag{17}$$

В качестве примера реализации вышеразвитого метода рассмотрим уравнение Матье [1,2]:

$$\frac{d^2q}{dt^2} + \left(\lambda - 2h^2\cos 2t\right)q(t) = 0 \tag{18}$$

Замена $\dot{q} = uq$ дает

$$\frac{du}{dt} + u^2 + \left(\lambda - 2h^2\cos 2t\right) = 0 \tag{19}$$

Линеаризованное уравнение будет иметь следующий вид:

$$\frac{d\tilde{u}}{dt} + u(0)\tilde{u} + \left(\lambda - 2h^2\cos 2t\right) = 0, \qquad u(0) = \frac{\dot{q}(0)}{q(0)} \tag{20}$$

Поэтому

$$\tilde{u}(t) = e^{-u(0)t}\left[c - \frac{\lambda e^{u_0 t}}{u(0)} + \frac{2h^2 e^{u(0)t}}{4 + \left(u(0)\right)^2}\left(u(0)\cos 2t + 2\sin 2t\right)\right], \tag{21}$$

где c — определяемая из условия

$$u(0) = c - \frac{\lambda}{u(0)} + \frac{2h^2 u(0)}{4 + \left(u(0)\right)^2}$$

откуда

$$c = \frac{\lambda}{u(0)} + \frac{2h^2 u(0)}{4 + \left(u(0)\right)^2} + u(0) \tag{22}$$

Поэтому

$$\tilde{u}(t)=\left[u(0)+\frac{\lambda}{u(0)}-\frac{2h^2u(0)}{4+\left[u(0)\right]^2}\right]\cdot e^{-u(0)t}+$$

$$+\frac{2h^2}{4+\left[u(0)\right]^2}\left[u(0)\cos 2t+2\sin 2t\right]-\frac{\lambda}{u(0)} \qquad (23)$$

Искомое решение исходного уравнения (1) получим на основе (3):

$$\tilde{q}=q(0)\exp\int_0^t\tilde{u}(\tau)d\tau=\exp\left\{\left[-\frac{\lambda}{u(0)}t-\left[-1+\frac{\lambda}{\left(u(\cos)\right)^2}-\frac{2h^2}{4+\left[u(0)\right]^2}\right]\times\right.\right.$$

$$\left.\left.\times e^{-u(0)t}+\frac{2h^2}{4+\left[u(0)\right]^2}\left[\frac{u(0)}{2}\sin 2t-\cos 2t\right]+1+\frac{\lambda}{\left[u(0)\right]^2}\right\} \qquad (24)$$

Близость точного решения $q(t)$ и приближенного $\bar{q}(t)$ может быть оценена с помощью неравенств (11) или (12).

ЛИТЕРАТУРА

1. Вибрации в технике. Справочник. — Т. 1. — М.: Машиностроение, 1978. 2. Э.Т. Уиттегер, Дж. Н. Ватсон. Курс современного анализа. — Ч. I, II. — М.: Наука, 1963. 3. Э. Камке. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. — М.: Наука, 1965.

УДК 539.3:531.2.001:621.81

О.Н. Скляр, Т.М. Мартыненко

БЕЗМОМЕНТНЫЕ ФОРМЫ ТЕРМОУПРУГИХ ОБОЛОЧЕК ПЕРЕНОСА

Белорусский национальный технический университет,
Командно-инженерный институт МЧС Республики Беларусь
Минск, Беларусь

С позиции общей теории пологих оболочек проведен анализ постановки задачи определения такой формы тонкостенной пологой оболочки переноса, в которой заданная внешняя нагрузка и температурное поле не вызывает в ней моментное состояние.

Безмоментное напряженно-деформированное состояние (НДС) является одним из основных в теории оболочек. Его достоинством является равномерное (по толщине) распределение напряжений и, следовательно, участие всего материала оболочки сопротивлению внешнему деформированию. Ниже приводится анализ разрешимости задачи выбора геометрии срединной поверхности переноса из условий, что внешняя нагрузка и температурное поле создает в оболочке чисто безмоментное НДС. Это значит, что в оболочке отсутствуют изгибающие и крутящие моменты, отсутствуют изменение кривизн, т.е.[1].

$$M_1 = M_2 = H = 0; \quad \chi_1 = \chi_2 = \chi_{12} = 0$$

В рамках классической теории оболочек Кирхгофа — Лява и предположения пологости оболочки это эквивалентно следующим системам уравнений.

Геометрические характеристики пологой оболочки переноса:

$$z = \varphi(x) + \psi(y), \; x \in [0;a], y \in [0;b]; \; |\varphi'(x)| << 1, \; |\psi'(y)| << 1; \; A = B = 1;$$

$$\frac{1}{R_1} \approx -\varphi''(x), \; \frac{1}{R_2} \approx -\psi''(y), \; \frac{1}{R_{12}} = 0. \tag{1}$$

Уравнения равновесия:

$$\frac{\partial T_1}{\partial x} + \frac{\partial S}{\partial y} + q_1 = 0; \quad \frac{\partial T_2}{\partial y} + \frac{\partial S}{\partial x} + q_2 = 0; \; \frac{T_1}{R_1} + \frac{T_2}{R_2} = q_n \tag{2}$$

Условия совместности деформаций:

$$\frac{\partial \varepsilon_2}{\partial x} = \frac{\partial \gamma_{12}}{\partial y}; \; \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial y} = \frac{\partial \gamma_{12}}{\partial x}; \; \frac{\partial^2 \gamma_{12}}{\partial x \partial y} = 0 \tag{3}$$

Закон Гука с учетом влияния температурного поля $\theta = \theta(x, y)$:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{Eh}(T_1 - \mu T_2) + \alpha\theta; \; \varepsilon_2 = \frac{1}{Eh}(T_2 - \mu T_1) + \alpha\theta; \; \gamma_{12} = \frac{2 \cdot (1+\mu)}{Eh} S \tag{4}$$

Предположим, что E, μ, h, α — *const* (модуль Юнга, коэффициент Пуассона, толщина, коэффициент термоупругости).

Внося (4) в (3) получим:

$$\frac{\partial}{\partial x}[(T_2-\mu T_1)+\alpha_1\theta]=2(1+\mu)\frac{\partial S}{\partial y},\ \frac{\partial}{\partial y}[(T_1-\mu T_2)+\alpha_1\theta]=2(1+\mu)\frac{\partial S}{\partial x},$$

$$\frac{\partial^2 S}{\partial x\partial y}=0 \tag{5}$$

где $\alpha_1=\alpha Eh$

Из (5) следует:

$$S(x;y)=S(x,0)+S(y,0)-S(0,0) \tag{6}$$

Формула (6) позволяет сделать вывод, что $S(x;y)$ определяется своими значениями при $x=0$ и при $y=0$. Поэтому будем считать ее известной величиной, и займемся определением T_1 и T_2.

Из уравнения равновесия имеем:

$$\frac{\partial T_1}{\partial x}=-\frac{\partial S}{\partial y}-q_1,\quad \frac{\partial T_2}{\partial y}=-\frac{\partial S}{\partial x}-q_2 \tag{7}$$

Из (5) следует:

$$\frac{\partial T_1}{\partial y}=\frac{\partial}{\partial y}(\mu T_2-\alpha_1\theta)+2(1+\mu)\frac{\partial S}{\partial x},\quad \frac{\partial T_2}{\partial x}=\frac{\partial}{\partial x}(\mu T_1-\alpha_1\theta)+2(1+\mu)\frac{\partial S}{\partial y} \tag{8}$$

Внося (7) в (8):

$$\frac{\partial T_1}{\partial y}=-\mu(q_2+\frac{\partial S}{\partial x})-\alpha_1\frac{\partial\theta}{\partial y}+2(1+\mu)\frac{\partial S}{\partial x}=-\mu q_2-\alpha_1\frac{\partial\theta}{\partial y}+(2+\mu)\frac{\partial S}{\partial x},$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial x}=-\mu(q_1+\frac{\partial S}{\partial y})-\alpha_1\frac{\partial\theta}{\partial x}+2(1+\mu)\frac{\partial S}{\partial y}=-\mu q_1-\alpha_1\frac{\partial\theta}{\partial x}+(2+\mu)\frac{\partial S}{\partial y} \tag{9}$$

Система уравнений (7) и (9) служит для определения T_1 и T_2. Предположим, что выполнены следующие условия совместности входящих в эту систему уравнений:

$$-\frac{\partial}{\partial y}(q_1+\frac{\partial S}{\partial y})=\frac{\partial}{\partial x}(-\mu q_2-\alpha_1\frac{\partial\theta}{\partial y}+(2+\mu)\frac{\partial S}{\partial x}),$$

$$-\frac{\partial}{\partial x}(q_2+\frac{\partial S}{\partial x})=\frac{\partial}{\partial y}(-\mu q_1-\alpha_1\frac{\partial\theta}{\partial x}+(2+\mu)\frac{\partial S}{\partial y}) \tag{10}$$

Тогда:

$$T_1 = \int\limits_{M_0M} (\frac{\partial T_1}{\partial x} dx + \frac{\partial T_1}{\partial y} dy) = \int\limits_{M_0M} [-(\frac{\partial S}{\partial y} + q_1)dx - ((\mu q_2 + \alpha_1 \frac{\partial \theta}{\partial y}) - (2+\mu)\frac{\partial S}{\partial x})dy],$$

$$T_2 = \int\limits_{M_0M} (\frac{\partial T_2}{\partial x} dx + \frac{\partial T_2}{\partial y} dy) = \int\limits_{M_0M} [-(\mu q_1 + \alpha_1 \frac{\partial \theta}{\partial x}) - (2+\mu)\frac{\partial S}{\partial y})dx - (\frac{\partial S}{\partial x} + q_2)dy] \quad (11)$$

Фигурирующие в (11) криволинейные интегралы не зависят от пути интегрирования, так как стоящие под знаком интеграла выражения представляют собой в силу (10) полные дифференциалы. Поэтому путь интегрирования M_0M может быть выбран исходя из удобства вычисления этих интегралов.

Например, мы можем проинтегрировать по x при $y = 0$ а затем по y при $x = const$. В первом случае $dy = 0$, $dx \neq 0$, $dy \neq 0$, $dx = 0$, и мы имеем:

$$T_1 = -\int\limits_0^x (\frac{\partial S}{\partial y} + q_1)dx - \int\limits_0^y (\mu q_2 + \alpha_1 \frac{\partial \theta}{\partial y} - (2+\mu)\frac{\partial S}{\partial x})dy,$$

$$T_2 = -\int\limits_0^x (\mu q_1 + \alpha_1 \frac{\partial \theta}{\partial x} - (2+\mu)\frac{\partial S}{\partial x})dx - \int\limits_0^y (\frac{\partial S}{\partial x} + q_2)dy \quad (12)$$

Подставляя (12) в (2), тогда с учетом (1) будем иметь такое уравнение для определения $\varphi(x)$ и $\psi(y)$:

$$-\varphi''(x)(-\int\limits_0^x (\frac{\partial S}{\partial y} + q_1)dx - \int\limits_0^y (\mu q_2 + \alpha_1 \frac{\partial \theta}{\partial y} - (2+\mu)\frac{\partial S}{\partial x})dy) -$$

$$-\psi''(y)(-\int\limits_0^x (\mu q_1 + \alpha_1 \frac{\partial \theta}{\partial x} - (2+\mu)\frac{\partial S}{\partial x})dx - \int\limits_0^y (\frac{\partial S}{\partial x} + q_2)dy) = q_n$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Бидерман В.Л., Механика тонкостенных конструкций, — М., Машиностроение.— 1977г. 2. Огибалов М.П., Колтунов М.А., Оболочки и пластины, — М., Издательство МГУ, 1969 г., 3. Гольденвейзер А.Л., Теория упругих тонких оболочек, — М., ГИТТЛ, 1953 г. 4. Гольденвейзер А.Л., Теория упругих тонких оболочек, издание 2 , — М., Наука, 1976 г.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.7

Баршай И.Л. **Иглофрезерование заготовок из титановых сплавов и стальных заготовок из листового проката** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С 3.

В статье изложены результаты применения иглофрезерования для удаления заусенцев на заготовках из различных материалов. Приводится описание разработанных способов для реализации процесса обработки. — Ил. 7. Библиогр. 4.

УДК 621.787.4.07

Горохов В.А. **Высокопроизводительная оснастка для ресурсосберегающей вибрационной обработки ППД** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 10.

Рассмотрены этапы развития виброобработки ППД, новые ресурсосберегающие способы вибронакатывания профильными роликами и коническими роликами с наклонными выпуклостями, многоинструментные высокопроизводительные приспособления для образования микрорельефов рабочих поверхностей деталей с улучшенными эксплуатационными свойствами. — Ил. 1. Библиогр. 6.

УДК 531.717

Горохов В.А. **Новые способы контроля качества поверхностей и оснастка для их реализации** // Мишиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 14.

Рассмотрены новые подходы к оценке микрогеометрии поверхностей, щуповые и магнитные способы контроля их качества, простые и надежные в работе контрольные приспособления, позволяющие устранить недостатки существующих способов и оснастки. — Ил. 1. Библиогр. 5.

УДК 621.9.025.01

Григорьев С.Н., Гурин В.Д., Геранюшкин А.В. **Диагностирования состояния концевых фрез в процессе резания** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 18.

Рассмотрены вопросы и особенности диагностики состояния концевых фрез по силовым параметрам при резании титановых сплавов. Разработана автоматизированная система диагностирования и методика расчета силовых характеристик. На основе анализа силовых характеристик производится выбор наиболее информативного диагностического признака. — Ил. 1. Табл. 1. Библиогр. 5.

УДК 621.941

Данилов В.А., Киселев Р.А. **Обеспечение динамической устойчивости процесса обработки пазов на торцах деталей по схеме с непрерывным делением** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 22.

На основе анализа и экспериментальных исследований решена задача обеспечения динамической устойчивости процесса обработки пазов на торцах деталей с использованием универсальных зубофрезерных станков и специального режущего инструмента.— Ил. 4. Библиогр. 4.

УДК. 621.94

Дечко Э.М., Деревяшкин В.К., А.В. Шевченко А.В. **Исследование параметров процесса обработки стали торцовыми фрезами по нормативным данным и рекомендациям зарубежных фирм** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20.— С. 29.

Наибольшее влияние на производительность оказывают подача и скорость резания, которые тесно связаны со стойкостью инструмента. Повышение производительности полностью компенсирует увеличение расхода инструмента при интенсификации режимов резания.

Анализ параметров процесса обработки по различным источникам был выполнен для операции торцового фрезерования с использованием СМП. Сопоставлялись следующие параметры: уровень подач, скорости резания, частоты вращения шпинделя, затраты мощности на процесс резания, объемы металла, снимаемого в единицу времени.—Ил. 7. Библиогр.9

УДК 621.9.011:517.962.1

Довнар С.С. **МКЭ-моделирование врезания резца с закругленной режущей кромкой** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 35.

Проведено конечно-элементное моделирование врезания резца в металл. Описано напряженно-деформированное состояние обрабатываемого матери-

ала возле режущей кромки. Отслежен процесс разделения металла на стружку и деталь. Обнаружена связь разделения с подминающе-выглаживающим действием закругления режущей кромки. На закруглении кромки выявлен локальный пик давления. Оценено влияние на ситуацию контактного трения. — Ил. 6. Библиогр. 5.

УДК 621.9.011:517.962.1

Довнар С.С. **Напряженное состояние резца в зоне закругления режущей кромки** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 42.

Проведено конечно-элементное моделирование врезания закругленной кромки резца в металл. Описано течение обрабатываемого металла возле кромки. В центре закругления кромки выявлена стартовая область пластического сжатия. На закруглении режущей кромки обнаружена область локального растяжения. Она может быть источником хрупких трещин для резца. Снижение контактного трения эффективно противодействует как хрупкому разрушению, так и пластическому оседанию кромки резца. — Ил. 5. Библиогр. 4.

УДК 621.9.022.001.24

Дьяков И.И., Белицкая А.И., БелицкийА.В. **Влияние режима резания на процесс оребрения плоских алюминиевых труб** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 49.

Выполненные исследования позволяют выбрать пределы скоростей резания, подач и глубин резания, обеспечивающих получения оребрения с высокими телотехническими характеристиками и высокой производительностью процесса оребрения. — Ил. 3. Библиогр. 1.

УДК 621.9.048.4

Киселев М.Г., Дроздов А.В., Словеснов А.С. **Влияние низкочастотного виброударного режима на качество поверхности твердых материалов при распиливании** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 53.

Рассмотрена конструкция виброударной распиловочной секции для обработки твердых и сверхтвердых материалов. Представлены результаты сравнительных экспериментальных исследований по определению качества обработанных поверхностей при традиционном распиливании и при введении в зону обработки низкочастотных вынужденных колебаний. — Ил. 2. Табл. 1. Библиогр. 2.

УДК 621.94

Клевзович В.И., Бачанцев А.И., Сединин А.А. **Анализ энергетических затрат при сверлении** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 58.

Выполнен расчет режимов резания, производительности и коэффициента удельного энергопотребления при сверлении отверстия за один и за два прохода. Произведен сравнительный анализ режимов резания по критериям производительности и энергоэффективности. — Ил. 2. Библиогр. 2.

УДК 621.923

Кривко Г.П. **Особенности микрорезания и формы дуги контакта алмазного зерна с абразивным кругом при врезной правке круга** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 62.

Рассмотрены особенности формирования микрорельефа профилируемой поверхности абразивного круга. Определено влияние геометрических параметров круга и ролика, а также режимных факторов на профилируемую поверхность круга. — Ил.1. Библиогр.3.

УДК 621.923

Махаринский Е. И., Махаринский Ю. Е., Чиркин М. А. **Моделирование изменения режущей способности инструмента при круглом врезном шлифовании с постоянным режимом** // Машиностроение — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 65.

На основании анализа результатов экспериментов разработаны модели изменения режущей способности шлифовального круга при круглом врезном шлифовании. Синтез моделей осуществлен с использованием основного принципа теории надежности и, рассматривая процесс затупления шлифовального круга как процесс Пуассона. — Ил. 3. Библиогр. 6.

УДК 621.94

Туромша В.И., Клевзович В.И., Бачанцев А.И., Сединин А.А. **Оценка энергетических затрат при фрезеровании** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 70.

Выполнен расчет режимов резания при фрезеровании по традиционной методике, представленной в справочнике технолога-машиностроителя 1985гг. и методике, разработанной на кафедре «Металлорежущие станки и инструменты» БНТУ. Произведен сравнительный анализ режимов резания и мето-

дик их назначения по критериям производительности и энергоэффективности. — Ил. 2. Библиогр. 3.

УДК 621.993-187

Шагун В.И. **Влияние параметров метчика на отклонение шага резьбы в стали** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 74.

Местные ошибки шага резьбы М16х2 в стали 45, нарезанной на станке 2А125, изменяются от нуля до 42 мкм, а накопленные — от нуля до 161 мкм. Причина — воздействие осевых и радиальных сил. Предлагаются способы повышения точности шага. — Ил. 1. Табл. 1. Библиогр. — 3.

УДК 621. 923

Ящерицын П.И., Ракомсин А.П., Сергеев Л.Е., Сидоренко М.И., Миронов А.М. **Управление процессам магнитно-абразивной обработки путем изменения параметров осцилляции** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 78.

На основании нахождения векторной потенциальной функции при учете уравнения Лапласа представлено распределение магнитного поля внутри полюсного наконечника, характеризующее рабочую зону инструмента при МАО, что обеспечивает ее правильное конструирование и расчет режимов обработки и приводит к достижению требуемых производительности и качества. — Ил. 3. Библиогр. 5.

УДК 621.923

Ящерицын П.И., Ракомсин А.П., Сергеев Л.Е., Сидоренко М.И., Миронов А.М. **Магнитно-абразивная обработка деталей не симметричной формы с высоким коэффициентом светоотражения** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 84.

Предложен расчет магнитной индукции для магнитно-абразивной обработки деталей машин, имеющих отступления от симметричности. Данный расчет позволяет снизить материально-технические затраты на проведение процесса. — Ил. 2. Библиогр. 3.

УДК 621.81.004.1;621.9.015

Агафонов В.В., Финатов Д.Н., Петрешин Д.И. **Адаптивное управление обработки на станках с учетом жесткости оборудования** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 89.

Рассмотрены вопросы разработки методики инженерных расчетов статической и динамической составляющей жесткости станка как элемента технологической системы в реальном времени для создания математических моделей адаптивных систем прогнозирующего типа с использованием систем ЧПУ класса PCNC. — Библиогр. 2.

УДК 621.762

Божко Д.И., Богинский Л.С., Ясюкевич Л.Н. **Автоматизация проектирования установок для изостатического прессования на основе параметризации** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 94.

Создана автоматизированная система проектирования изостатического оборудования на основе параметризации. Разработана принципиально новая установка для сухого изостатического прессования (СИП) различного назначения, исполнения и типоразмеров.— Ил.2. Библиогр.3.

УДК 62-82.001

Горошко В.Ф., Леневич В.П. **Повышение динамической жесткости гидропривода** // Машиностроение. — Мн. 2004. — Вып. 20. С. 99.

Рассмотрены два варианта присоединения гидроаккумулятора к доминирующему контуру гидросистемы. Проведен их сравнительный анализ. Определены условия оптимальной работы. — Ил. 2. Библиогр. 2.

УДК 621.914.6:621.883

Иванов Б.В.**Теоретическое описание эмпирических распределений стойкости металлорежущего инструмента** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 103.

Проведен анализ применяемости теоретических законов для описания эмпирических распределений показателей работоспособности металлорежущего инструмента по различным критериям. Изложены результаты исследований по определению наиболее приемлемых законов для описания эмпирических распределений стойкости червячных фрез из быстрорежущих сталей различных конструкций. — Табл. 1. Библиогр. 12.

УДК 674.055

Иванов И.А..,ПриставкинА.Л. **Прогрессивный деревообрабатывающий инструмент** // Машиностроение. — Мн., 2004.— Вып.20. — С. 108.

Рассматривается прогрессивный деревообрабатывающий инструмент и возможности повышения эффективности его использования. — Ил.2. Библиогр.4.

УДК 621.9

Кочергин А.И., Ажар А.В. **Исследование распределений величин износа инструментов с твердосплавными пластинами в момент съема со станка** // Машиностроение. — Мн.,2004. — Вып. 20. — С. 112.

Проведены исследования причин отказа и рассеивания величин износа твердосплавных пластин в момент съема. Найдены эмпирические распределения предельного износа и поставлены им в соответствие теоретические распределения. Полученные зависимости предложено использовать для определения закона распределения стойкости при случайном критерии смены инструмента. — Ил. 3. Библ.4

УДК 621.9

Кочергин А.И., Ларугин А.В. **Анализ технических параметров токарных станков с ЧПУ** // Машиностроение. — Мн.; 2004. — Вып. 20. — С. 117.

Приведены результаты анализа скоростных и силовых показателей токарных станков. — Ил. 1. Табл. 4. Библиогр. 2.

УДК 621.9.04

Куптель В.Г. **Об определении конструктивных параметров режущих инструментов для вибрационного точения** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 119.

Разработано устройство, позволяющее определять оптимальные конструктивные параметры режущих инструментов для вибрационного точения. — Ил.1. Библиогр.2.

УДК 621.9

Мисевич В.С. **О методическом обеспечении концептуального проектирования металлорежущих станков** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 123.

Рассматривается, какое методическое обеспечение необходимо на каждом шаге концептуального проектирования металлорежущих станков. Предлагается три этапа освоения такого обеспечения. Указывается, что предмет «Концептуальное проектирование металлорежущих станков» необходимо ввести в учебный план. — Ил. 3. Библиогр. 14.

УДК 621.787

Павлюц С.А., Пашкевич М.Ф. **Исследование работоспособности осциллирующего выглаживателя отверстий** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 130.

Описан инструмент, реализующий новый способ ППД без подачи инструмента вдоль оси заготовки. Приведены первые результаты обработки многоэлементным осциллирующим выглаживателем отверстий. — Ил. 2. Библиогр. 1.

УДК 62-82-112.6 (083.13)

Пинчук В.В., Лифанов А. В. **Монтаж гидроблоков управления** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 133.

В статье рассматриваются способы монтажа ГУ, используемые в практике на сегодняшний день. Проведен их анализ, оценены достоинства и недостатки. Высказаны теоретические предпосылки по оптимальному их конструированию. — Ил. 2. Библиогр. 5.

УДК 62-82-112.6 (083.13)

Пинчук В.В., Лифанов А.В. **Элементарные схемы гидравлических приводов машин** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 139.

В статье приведены сведения анализа гидравлических схем приводов, выполненного в Головном специальном конструкторско-технологическом бюро гидроаппаратуры (ГСКТБ ГА) под руководством и непосредственном участии автора. Установлено, что принципиальные гидравлические схемы состоят из функциональных схем, которые в свою очередь разделены на элементарные составляющие: «элементарная схема подготовки и предохранения», «элементарная схема реверса», и «элементарная схем сложных движений».

При конструктивном решении в виде самостоятельных узлов данных элементарных схем становится возможным созданием ГУ методом агрегатирования. — Ил. 1. Библиогр. 4.

УДК 621.91.01/02

Попок Н.Н., Терентьев В.А., Сидикевич А.В., Попок А.Н. **Автоматизированное проектирование модульных режущих инструментов** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 145.

Рассмотрены основные этапы автоматизированного проектирования модульных режущих инструментов и приведены примеры конструкций модулей. — Ил. 3. Библиогр. 6.

УДК 621.75.002:658.012.011.56

Романюк С.И. **Проблемы выбора CAD/CAM-системы** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 150.

Рассмотрены технические и коммерческие аспекты проблемы выбора CAD/CAM-системы на промышленном предприятии. Показаны особенности выбора CAD/CAM-системы в учреждениях образования при включении ее в учебный процесс. Описываются конструкторско-технологические возможности CAD/CAM-систем, акцентируется внимание на перечислении различий возможностей систем верхнего, среднего и нижнего уровней. Приводится перечень CAD/CAM-систем с указанием разработчиков. Приведены данные о лидирующих компаниях по уровню доходов, а также о лидирующих CAD/CAM-системах по распространенности в мире. — Ил. 1. Библиогр. 4.

УДК 621.9.06:621.836

Туромша В.И., Гурецкий П.Н. **Направляющие качения современного технологического оборудования** // Машиностроение.— Мн., 2004. — Вып.20. — С. 158.

Рассмотрены конструкции направляющих качения (направляющих с шариковыми втулками, рельсовых шариковых и роликовых направляющих, направляющие на кулачковых роликах) современного технологического оборудования. Приведены их размеры и технические характеристики. — Ил. 4. Табл. 4.

УДК 621.9

Фельдштейн Е.Э., Корниевич М.А. **Современные тенденции в развитии инструментальной оснастки станков с ЧПУ** // Машиностроение. — Мн., 2004. Вып. 20. — С. 164.

Рассмотрены требования к современным конструкциям инструментальной оснастки. В условиях постоянно расширяющихся технологических воз-

можностей и конструктивных решений станков с ЧПУ оснастка должна обладать повышенной жесткостью и виброустойчивостью, иметь возможность балансировки. — Ил.5. Табл.1. Библиогр. 7.

УДК 621. 793

Хейфец М.Л., Лысов А.А., Грецкий Н.Л. **Влияние технологических параметров на виброустойчивость при сверлении твердых не металлических материалов** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20.— С. 172.

Рассмотрена динамическая модель шпиндельного узла дрели и сверлильной установки с закрепленным кольцевым алмазным сверлом. Определены собственные частоты и формы колебаний шпиндельного узла при сверлении железобетонных конструкций, позволяющие рекомендовать рациональные типоразмеры и режимы эксплуатации сверл.— Ил. 1. Табл. 2. Библиогр. 3.

УДК 681.122

Чернобай Л.А., Карташевич А.Н., Лисовский В.В. **Устройство измерения и регулирования расхода газовых сред для технологических процессов в машиностроении** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 178.

Рассмотрено ультразвуковое микропроцессорное устройство для измерения и регулирования расхода эндогаза в процессе химико-термической обработки деталей тракторов и автомобилей. Данное устройство может быть использовано в тех технологических процессах машиностроения где требуется точный контроль и регулирования расхода газовых смесей. — Ил. 1. Библиогр. 3.

УДК 621.865.8

Ярмолович В.А., Драпезо А.П. **Устройства измерения и контроля на эффекте Холла** // Машиностроение.— Мн., 2004.— Вып.20.— С. 183.

Рассмотрены технические характеристики устройств, обеспечивающих измерение и контроль уровня топлива, перемещения педали, угла наклона (инклинометр). — Табл.1. Библиогрю. 2.

УДК 531.8(075.8):621.01(076.5)

Астахов Э.И., Кудин В.В., Луцко М.Н. **Исследование эффективности динамического виброгасителя на установке ТММ–46** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 187.

Показано математическое моделирование двухмассовой колебательной системы инерционного динамического виброгасителя и его физическое моделирование на существующей лабораторной установке ТММ–46. — Ил.3, Библиогр. 3.

УДК 621.185.532

Блохин А.В. **К расчету напряженного состояния балочных образцов при усталостных испытаниях литейных алюминиевых сплавов** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 192.

Рассмотрены результаты теоретических и экспериментальных исследований напряженного состояния балочных образцов при усталостных испытаниях литейных алюминиевых сплавов. — Ил.3. Библиогр.3.

УДК 629.463.62

Ворожун И.А. **Оценка динамических сил в креплениях труб на платформе при соударениях вагонов** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 196.

Методом математического моделирования исследовано изменение сил в канатах крепления труб на железнодорожной платформе при соударениях вагонов. Установлено, что предварительное натяжение канатов позволяет уменьшить продольное перемещение труб. — Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 681.5.017:681.527.3

Горавский С.Л., Строк Е.Я. **Моделирование режимов работы компонентов систем управления рабочими органами мобильных машин** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 201.

Предложено обеспечивать требуемые динамические свойства одного из компонентов систем управления рабочими органами мобильных машин — электрогидравлического распределителя (ЭГР) — путем выбора его конструктивных параметров с помощью математической модели. Для этих целей разработано программное обеспечение. Приводится краткое описание статического режима работы ЭГР. — Ил. 3. Библиогр. 2.

УДК 629. 4. 014. 7

Гурский Е.П. **Корреляционно-регрессионная модель расчета парка грузовых вагонов** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 206.

Проанализировано состояние вагонного парка Республики Беларусь, определены основные направления по его оздоровлению. Излагается методика расчета потребного парка грузовых вагонов на перспективу по многофакторным моделям. — Библиогр. 3.

УДК 621.833

Дудяк А.И., Якацук Ф.Ф. **Новый критерий прочности для расчета аппаратов высокого давления** // Машиностроение.— Мн., 2004. — Вып.20. — С. 210.

Предложен новый критерий прочности для расчета несущей способности матриц и других элементов аппаратуры высокого давления. — Библиогр. 2.

УДК 621. 81: 621-192

Капуста П.П., Рыбаков Д.В., Вихренко Д.В., Швец И.В., Мазоль В.А. **Оценка нагруженности ведущего моста автомобиля: комплексная постановка задачи** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 212.

Разработаны общие алгоритм и структурная схема оценки нагруженности ведущих мостов на стадии проектирования, основанные на гипотезе о значительной зависимости нагруженности, статической, циклической усталостной и износоусталостной прочности деталей ведущих мостов (несущих картерных деталей, зубчатых колес, шлицевых соединений, подшипников и т.д.) от эксплуатационной нагруженности, которая в свою очередь связана с величиной к.п.д. и шумоизлучения работающих мостов автомобилей. Для реализации учета указанных выше связей нагруженности ведущих мостов автомобилей с технологическими, конструктивными и эксплуатационными характеристиками разработаны комплексный подход о методике оценки их нагруженности на ранних стадиях проектирования. — Ил. 8. Библиогр. 8.

УДК 656.225.073.4

Коломникова О. С. **Колебания транспортируемого груза с учетом деформации упаковки** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 219.

На основе анализа математической модели системы «транспортное средство — упаковочная тара — перевозимый груз» установлено влияние раз-

личных параметров на максимальные перемещения груза и деформации упаковки. — Ил. 3. Библиогр. 4.

УДК 621.83.06

Лустенков М.Е., Макаревич Д.М., Макаревич С.Д., Захарьев А.С. **Теоретическая оценка механических потерь в эллипсных шариковых передачах** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 223.

В работе рассмотрены вопросы определения КПД планетарных передач с телами качения. Приведены математические выражения для оценки механических потерь для различных кинематических схем эллипсных шариковых передач (ЭШП) на основе фрикционных моделей зацепления. — Ил.3. Табл.1. Библиогр.3.

УДК 621.941

Протасеня М.Л., Ларченков Л.В. **К вопросу расчета траектории движения материальной точки по конусу** // Машиностроение. — Мн., 2004. — С. 229.

Рассмотрена задача расчета траектории движения материальной точки по конической поверхности под действием приложенных внешних сил. — Ил. 2. Библиогр.3.

УДК 629.463.3

Путято А. В. **Влияние натяжения стяжных хомутов железнодорожной цистерны на напряжения в областях крепления котла к раме** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 233.

Выполнен конечноэлементный анализ конструкции железнодорожной цистерны при ослаблении стяжных хомутов. Приведены результаты исследования напряженно-деформированного состояния областей крепления котла к раме при разных уровнях заполнения цистерны в случае удара о стоящий вагон на прямом и криволинейном участках пути. — Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 629.4.027.2

Сенько В.И, Пастухов И.Ф., Пастухов М.И. **Пути предупреждения эксплуатационных повреждений и продления срока службы литых дета-**

лей тележек модели 18–100 грузовых вагонов // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С . 238.

Даны анализ эксплуатационных повреждений литых деталей, результаты неразрушающего контроля их на предприятиях Белорусской железной дороги и оценка напряженного состояния во взаимосвязи со сроком службы. — Ил.3. Табл.1.Библиогр.5

УДК 629.4.023.14

Сенько В.И., Пигунов А.В. **Исследование влияния степени коррозионных повреждений на несущую способность кузовов пассажирских вагонов при I-ом расчетном режиме нагружения** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 244.

Разработана методика оценки напряженного состояния кузова пассажирского вагона за период жизненного цикла, с учетом коррозионных повреждений. Приведены результаты исследования влияния коррозионных повреждений на несущую способность кузова пассажирского вагона открытого типа при первом расчетном режиме нагружения. — Ил. 3. Библиогр. 2.

УДК 652 225.073.437 : 665.61.7 (476)

Сенько В. И., Чернин И. Л. **Совершенствование контроля сборки соединений буксовых подшипников с осями колесных пар вагонов** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 251.

Рассмотрены особенности разработанного способа контроля прочности соединений с гарантированным натягом тепловой сборки по напряжённому состоянию охватывающей детали.— Библиогр. 2.

УДК 621.787

Серебряков В.И. **Повышение сопротивления фреттинг-усталости плоских деталей с отверстиями** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20.— С. 256.

Приведены результаты лабораторных исследований долговечности плоских образцов с отверстиями после различных методов технологического воздействия на поверхность отверстий в условиях фреттинг-усталости при циклическом асимметричном растяжении на нагрузках, превышающих предел выносливости. — Ил. 2. Табл. 3. Библиогр. 2.

УДК 629.114.2

Скойбеда А. Т., Статкевич А. М. **Анализ динамической нагруженности приводов ВОМ малогабаритных тракторов при работе с энергоемкими машинами и обоснование параметров системы ВОМ** // Машиностроение. — Мн., 2004.— Вып. 20. — С. 261.

Рассмотрены динамические процессы в приводе ВОМ энергонасыщенных тракторов и обоснованы параметры включения муфты привода ВОМ при работе с энергоемкими сельскохозяйственными машинами а также даны рекомендации по выбору динамических параметров рабочих органов сельхозмашин. — Библиогр. 3.

УДК 681.523.2

Строк Е.Я., Бельчик Л.Д., Строк Д.Е. **Улучшение мощностного баланса гидравлических систем мобильных машин** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 264.

Рассмотрены вопросы улучшения мощностного баланса гидравлических систем мобильных машин. Проведен сравнительный анализ существующих и перспективных подходов к формированию управляющих воздействий на исполнительный механизм гидравлических приводов мобильных машин. — Библиогр. 2.

УДК 621.75.002

Филонов И.П., Кусков Д.В. **Математическое моделирование. Повышение надежности тормозных систем транспортных средств технологическими методами** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 267.

Рассмотрены особенности проектирования механизмов транспортного средства входящих в его тормозную систему. Разработана методика повышения надежности тормозных систем транспортных средств технологическими методами. — Ил. 3. Библиогр. 2.

УДК 621.75.002

Филонов И.П., Кусков Д.В. **Некоторые конструктивные технологические методы повышения надежности тормозных систем транспортных средств** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 271.

Рассмотрены основные типы конструкций передних дисковых тормозных механизмов. Разработан конструктивный метод повышения надежности тормозных систем транспортного средства. — Ил. 2. Библиогр. 2.

УДК 621.762:658.562

Хмелев А.А., Сидоров В.А. **Теоретическое обоснование неразрушающего метода оценки состояния конструкций** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. —С. 275.

Дано теоретическое обоснование неразрушающего метода оценки состояния конструкций по результатам измерения твердости контролируемых зон, и теоретического определения значений браковочных критериев. — Библиогр. 4.

УДК 621.83.062.6

Цереня А.А. **Работа кулачково-зубчатой муфты свободного хода с обратной связью** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 278.

Рассмотрена работа муфты с обратной связью, которая обеспечивает высокое быстродействие и устойчивое срабатывание муфты. — Ил.2. Библиогр.3.

УДК 656.225.073.4

Шимановский А.О. **Динамика системы «транспортное средство — жидкость» при входе цистерны в кривую** // Машиностроение. —Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 283.

Разработана новая математическая модель движения цистерны по криволинейному участку пути. На ее основе выполнены расчеты перетекания жидкости в котле цистерны при входе в кривую. — Ил. 2. Библиогр. 2.

УДК 621.825

Шпилевский В.И., Леута О.И. **Разработка упругих дисковых муфт повышенной несущей способности** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 288.

Разработана конструкция дисковой муфты с упругим элементом повышенной несущей способности, имеющей нелинейные характеристики; упругий элемент муфты достаточно технологичен в изготовлении. — Ил.3. Табл.1. Библиогр.2.

УДК 621.002

Алехнович Г.Н. **Контактная жесткость плоских стыков деталей с регулярным микрорельефом** // Машиностроение. — Мн.,2004. — Вып. 20. — С. 293.

Рассматривается влияние геометрии поверхности плоских стыков прецизионных деталей на их контактную жесткость. Исследовано зависимость контактной жесткости от удельного давления в стыках. — Ил. 1. Библиогр.1.

УДК 532.5

Алехнович Г.Н. **Определение условий образования жидкостного слоя в гидродинамической опоре с реологически сложной смазкой** // Машиностроение . — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 295.

В работе рассмотрена плоская задача течения неньютоновской смазки в зазоре между плоскостями и условие образования гарантированного смазанного слоя между ними. — Ил.1.Библиогр.1

УДК 539.3

Босяков С. М., Скляр О. Н. **Распределение напряжений в кубически анизотропных материалах при динамическом нагружении** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 300.

Выведены формулы для компонент вектора прерывности для характеристической поверхности, распространяющейся в одной из координатных плоскостей кубически анизотропной среды. С их помощью получены распределения нормальных и касательных напряжений, возникающих при распространении квазипродольной и квазипоперечных волн в кубически анизотропном материале. Численный расчет проведен на примере свинца. — Ил. 1. Библиогр. 4.

УДК 537.533.2

Гречихин Л. И. **Эмиссионные свойства конденсированных сред** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 303.

Разработана общая идеология теоретического расчета работы выхода электронов, ионов и нейтральных атомов для твердых и жидких тел с позиций образования кластерных решеточных структур с применением двухчастичной квантово-механической модели. Показано, что выполненные экспериментальные исследования работы выхода не противоречат друг другу, так

как работа выхода, являясь фундаментальной константой того или иного вещества, зависит от условий ее определения. В результате измеренные значения работы выхода могут отличаться друг от друга существенным образом. Ранее используемые модели расчета работ выхода не верны в самой постановке задачи. — Ил. 4. Табл. 2. Библиогр. 10.

УДК 620.18+620.178.15+537.324

Гусакова С. В., Сивцова П. А., Шепелевич В. Г. **Структура и свойства быстрозатвердевших фольгсплавов системы Al-Fe-Cr** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 313.

Исследованы фольги сплавов номинального состава Al-0,8 ат.% Cr-0,4 ат.% Fe, Al-0,4 ат.% Cr-0,2 ат.% Fe и Al-0,2 ат.% Cr-0,1 ат.% Fe, полученные свехбыстрой кристаллизацией из расплава. Обнаружена ячеистая микроструктура и текстура (111), причем текстурирование сильнее со стороны фольги, примыкающей к кристаллизатору. При отжиге наблюдается отпуск микронапряжений и многоступенчатое старение с двумя максимумами микротвердости. Предложен механизм, который может привести к такому старению. — Ил. 3. Табл. 1. Библиогр. 13.

УДК 666.223

Дудяк А.И., Якацук Ф.Ф. **Изменение мощности и сопротивления цепи нагрева при синтезе алмазных порошков в режиме постоянства напряжения** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 319.

Обсуждаются экспериментальные результаты по зависимости мощности и сопротивления цепи нагрева от времени при синтезе алмазных порошков в режиме стабилизации напряжения. Результаты показывают, что данный режим нагрева не является оптимальным, т.к. не обеспечивает стабильности температурных условий. — Ил. 2.

УДК 676.027.9

Колдаева С.Н. **Применение плунжерной экструзии для переработки отходов промышленных производств** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 321.

Предложен простой в исполнении высокотехнологичный метод изготовления крупногабаритных профилированных изделий с повышенными теплоизоляционными свойствами методом плунжерной экструзии. Дано теорети-

ческое обоснование физико-механических особенностей процесса. — Библиогр. 6.

УДК 534.211

Корчеменко С.В. **Оценка параметров дефектных структур материала акустическим методом** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып.20. — С. 325.

Рассмотрена обратная задача рассеяния для распространения акустических волн в средах с дискретными неоднородностями. Предлагается схема реконструкции параметров структуры среды, основанная на применении метода статистического обращения.

УДК 629.3.027

Кракова И.Е. **Напряженно-деформированное состояние кольца при качении по горизонтальной плоскости** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 332.

Выполнено конечноэлементное моделирование напряженно-деформированного состояния кольца при качении его по горизонтальной плоскости с учетом больших нелинейных деформаций. Помимо статической нагрузки учтено действие распределенных центробежных сил инерции. — Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 691.328

Куземкина Г.М. **Компьютерное моделирование взаимодействия бетонной матрицы с металлической арматурой** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 336.

Предложена новая схема компьютерного моделирования железобетонной конструкции, в которой наряду с растрескиванием бетона учитывается объемное напряженно-деформированное состояние упрочняющей арматуры. Выполнен анализ изгиба железобетонной балки с цилиндрической арматурой. Установлено, что распределение напряжений в металлической арматуре и бетонной матрице существенно отличается от получаемого при расчетах по классической модели. — Ил. 3. Библиогр. 3.

УДК 539.3

Курбачев А.В. **Математическое моделирование волновых полей в неоднородной упругой среде** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 341.

На основе энергетических соотношений получены условия эффективности снижения колебаний тонкой плитой в твердой среде, в зависимости от действия на нее продольной и поперечной гармонических волн. Данный теоретический расчет является подтверждением проведенных экспериментальных исследований. — Ил. 1. Библиогр. 4.

УДК 620.178.15+539.26

Неумержицкая Е.Ю., Гусакова С.В, Шепелевич В.Г. **Структура и свойства быстрозатвердевших фольг сплавов систем алюминий-хром и алюминий-никель** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 345.

Исследованы фольги сплавов состава Al-0,2 ат. % Cr , Al — 0,4 ат. % Cr, Al — 0,8 ат. % Cr, Al — 1,5 ат. % Cr, Al — 0,3 ат. % Ni, Al — 0,6 ат. % Ni и Al — 1,2 ат. % Ni, полученные сверхбыстрой кристаллизацией из расплава. Обнаружена ячеистая структура и текстура (111).— Ил. 3. Табл.1. Библиогр.4.

УДК 621.762

Петюшик Е.Е. **Влияние режимов формирования тел намотки на силовые показатели их радиального прессования** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 351.

Рассмотрена степень влияния некоторых режимов намотки проволоки на уровень давления прессования. Определены условия возможного снижения силовых затрат процесса. — Ил.3. Библиогр.3.

УДК 621.762

Петюшик Е.Е. **Оценка проницаемости деформированных проволочных материалов** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 354.

Проведено сравнение регулярности структуры пористых материалов на основе различных структурообразующих элементов. Показано, что проволочные материалы по эффективности превосходят порошковые и приближаются к сетчатым материалам. — Ил.3. Табл.1. Библиогр.8.

УДК 621.874

Селиверстов Г.В. **Автоматизированный контроль усталостной повреждаемости несущих металлоконструкций грузоподъемных кранов с помощью средств оптической рефлектометрии** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 357.

Предложен метод автоматизированного диагностирования крановых металлоконструкций, основанный на анализе изменений оптических свойств поверхности материала. — Ил. 3. Библиогр. 5.

УДК 536.21+621.01

Скляр О.Н., Мартыненко И.М. **Приближенный расчет параметрически возбуждаемых колебаний на основе метода делинеаризации** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 363.

Приближенный расчет параметрически возбуждаемых колебаний на основе метода делинеаризации.

Предложен метод приближенного решения дифференциальных уравнений второго порядка с переменными коэффициентами, описывающими параметрические колебания с помощью редукции к нелинейным уравнениям первого порядка. Рассмотрен пример.— Библиогр. 3.

УДК 539.3:531.2.001:621.81

Скляр О.Н., Мартыненко Т.М. **Безмоментные формы термоупругих оболочек переноса** // Машиностроение. — Мн., 2004. — Вып. 20. — С. 367.

С позиции общей теории пологих оболочек проведен анализ постановки задачи определения такой формы тонкостенной пологой оболочки переноса, в которой заданная внешняя нагрузка и температурное поле не вызывает в ней моментное состояние. — Библиогр. 4.

СОДЕРЖАНИЕ

ПРОЦЕССЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

Рецензенты — д.т.н., профессор Дечко Э.М.; к.т.н., доцент Сидоренко В.А.

Баршай И.Л.
Иглофрезерование заготовок из титановых сплавов и стальных заготовок из листового проката 3
Горохов В.А.
Высокопроизводительная оснастка для ресурсосберегающей вибрационной обработки ппд 10
Горохов В.А.
Новые способы контроля качества поверхностей 14
Григорьев С.Н., Гурин В.Д., Геранюшкин А.В.
Диагностирование состояния концевых фрез в процессе резания 18
Данилов В.А., Киселев Р.А.
Обеспечение динамической устойчивости процесса обработки пазов на торцах деталей по схеме с непрерывным делением 22
Дечко Э.М., Деревяшкин В.К., Шевченко А.В.
Исследование параметров процесса обработки стали торцовыми фрезами по нормативным данным и рекомендациям зарубежных фирм 29
Довнар С.С.
Мкэ-моделирование врезания резца с закругленной режущей кромкой 35
Довнар С.С.
Напряженное состояние резца в зоне закругления режущей кромки 42
Дьяков И.И., Белицкая А.И., Белицкий А.В.
Влияние режима резания на процесс оребрения плоских алюминиевых труб 49
Киселев М.Г., Дроздов А.В., Словеснов А.С.
Влияние низкочастотного виброударного режима на качество поверхности твердых материалов при распиливании 53
Клевзович В.И., Туромша В.И., Бачанцев А.И., Сединин А.А.
Анализ энергетических затрат при сверлении 58
Кривко Г.П. 62
Особенности микрорезания и формы дуги контакта алмазного зерна с абразивным кругом при врезной правке круга 62

Махаринский Е.И., Махаринский Ю.Е., Чиркин М.А.
Моделирование изменения режущей способности инструмента
при круглом врезном шлифовании с постоянным режимом 65
Туромша В.И., Клевзович В.И., Бачанцев А.И., Сединин А.А.
Оценка энергетических затрат при фрезеровании 70
Шагун В.И.
Влияние параметров метчика на отклонения шага резьбы в стали 74
Ящерицын П.И., Ракомсин А.П., Сергеев Л.Е.,
Сидоренко М.И., Миронов А.М.
Путем изменения параметров осцилляции 78
Ящерицын П.И., Ракомсин А.П., Сергеев Л.Е.,
Сидоренко М.И., Миронов А.М.
Магнитно-абразивная обработка деталей несимметричнойформы
с высоким коэффициентом светоотражения 84

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И СРЕДСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ

Рецензенты — к.т.н., доцент Туромша В.И.4
к.т.н., профессор Кочергин А.И.

Агафонов В.В., Финатов Д.Н., Петрешин Д.И.
Адаптивное управление обработкой на станках
с учетом жесткости оборудования 89
Божко Д.И., Богинский Л.С., Ясюкевич Л.Н.
Автоматизация проектирования установок
для изостатического прессования на основе параметризации 94
Горошко В.Ф., Леневич В.П.
Повышение динамической жесткости станков 99
Иванов Б.В.
Теоретическое описание эмпирических распределений стойкости
металлорежущего инструмента 103
Иванов И.А., Приставкин А.Л.
Прогрессивный деревообрабатывающий инструмент 108
Кочергин А.И., Ажар А.В.
Исследование распределений величин износа инструментов
с твердосплавными пластинами в момент съема со станка 112
Кочергин А.И., Ларугин А.В.
Анализ технических параметров токарных станков с чпу 117

Куптель В.Г.
Об определении конструктивных парметров
режущих инструментов для вибрационного точения 119
Мисевич В.С.
О методическом обеспечении концептуальноего
проектирования металлорежущих станков 123
Павлюц С.А., Пашкевич М.Ф.
Исследование работоспособности
осциллирующего выглаживателя отверстий 130
Пинчук В.В., Лифанов А.В.
Монтаж гидроблоков управления 133
Пинчук В.В., Лифанов А.В.
Элементарные схемы гидравлических приводов машин 139
Попок Н.Н., Терентьев В.А., Сидикевич А.В., Попок А.Н.
Автоматизированное проектирование
модульных режущих инструментов 145
Романюк С.И.
Проблемы выбора cad/cam-системы 150
Туромша В.И., Гурецкий П.Н.
Направляющие качения современного технологического оборудования ... 158
Фельдштейн Е.Э., Корниевич М.А.
Современные тенденции в развитии
инструментальной оснастки станков с чпу 164
Хейфец М.Л., Лысов А.А., Грецкий Н.Л.
Влияние технологических параметров на виброустойчивость
при сверлении твердых неметалличнских материалов 172
Чернобай Л.А., Карташевич А.Н., Лисовский В.В.
Устройство измерения и регулирования расхода газовых сред
для технологических процессов в машиностроении 178
Ярмолович В.А., Драпезо А.П.
Устройства измерения и контроля на эффекте холла 183

ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ МАШИН

Рецензенты — д.т.н., профессор Скойбеда А.Т.;
к.т.н., профессор Кузьмин А.В.

Астахов Э.И., Кудин В.В., Луцко М.Н.
Исследование эффективности динамического
виброгасителя на установке тмм-46 187

Блохин А.В.
К расчету напряженного состояния балочных образцов
при усталостных испытаниях литейных алюминиевых сплавов 192
Ворожун И.А.
Оценка динамических сил в креплениях труб
на платформе при соударениях вагонов 196
Горавский С.Л., Строк Е.Я.
Моделирование режимов работы компонентов систем управления
рабочими органами мобильных машин 201
Гурский Е.П.
Корреляционно-регрессионная модель
расчета парка грузовых вагонов 206
Дудяк А.И., Якацук Ф.Ф.
Новый критерий прочности
для расчета аппаратов высокого давления 210
Капуста П.П., Рыбаков Д.В., Вихренко Д.В., Швец И.В., Мазоль В.А.
Оценка наруженности ведущего моста автомобиля:
комплексная постановка задачи 212
Коломникова О.С.
Колебания транспортируемого груза с учетом деформации упаковки 219
Лустенков М.Е., Макаревич Д.М., Макаревич С.Д., Захарьев А.С.
Теоретическая оценка механических потерь
в эллипсных шариковых передачах 223
Протасеня М.Л., Ларченков Л.В.
К вопросу расчета траектории движения
материальной точки по конусу 229
Путято А.В.
Влияние натяжения стяжных хомутов железнодорожной цистерны
на напряжения в областях крепления котла к раме 233
Сенько В.И., Пастухов И.Ф., Пастухов М.И.
Пути предупреждения эксплуатационных повреждений и продления срока
службы литых деталей тележек модели 18–100 грузовых вагонов 238
Сенько В.И., Пигунов А.В.
Исследование влияния степени коррозионных повреждений
на несущую способность кузовов пассажирских вагонов
при первом расчетном режиме нагружения 244
Сенько В.И., Чернин И.Л.
Совершенствование контроля сборки-соединений буксовых
подшипников с осями колесных пар вагонов 251

Серебряков В.И.
Повышение сопротивления фреттинг-усталости
плоских деталей с отверстиями 256
Скойбеда А.Т., Статкевич А.М.
Анализ динамической нагруженности приводов вом малогабаритных
тракторов при работе с энергоемкими машинами и обоснование
параметров системы управления вом 261
Строк Е.Я., Бельчик Л.Д., Строк Д.Е.
Улучшение мощностного баланса гидравлических
систем мобильных машин 264
Филонов И.П., Кусков Д.В.
Математическое моделирование. повышение надежности тормозных
систем транспортных средств технологическими методами 267
Филонов И.П., Кусков Д.В.
Некоторые конструктивные технологические методы повышения
надежности тормозных систем транспортных средств 271
Хмелев А.А., Сидоров В.А.
Теоретическое обоснование неразрушающего метода
оценки состояния конструкций 275
Цереня А.А.
Работа кулачково-зубчатой муфты
свободного хода с обратной связью 278
Шимановский А.О.
Динамика системы «транспортное средство — жидкость»
при входе цистерны в кривую 283
Шпилевский В.И., Леута О.И.
Разработка упругих дисковых муфт повышенной
несущей способности 288

МЕХАНИКА СТРУКТУР И МАТЕРИАЛОВ

Рецензенты — д.т.н., профессор Чигарев А.В.;
д.ф.-м.н., профессор Василевич Ю.В.

Алехнович Г.Н.
Контактная жесткость плоских стыков деталей
с регулярным микрорельефом 293
Алехнович Г.Н.
Определение условий образования жидкостного слоя
в гидродинамичекой опоре с реологически сложной смазкой 295

Босяков С.М., Скляр О.Н.
Распределение напряжений в кубически анизотропных материалах при динамическом нагружении 300
Гречихин Л.И.
Эмиссионные свойства конденсированных сред 303
Гусакова С.В., Сивцова П.А., Шепелевич В.Г.
Структура и свойства быстрозатвердевших фольг сплавов системы Al-Fe-Cr 313
Дудяк А.И., Якацук Ф.Ф.
Изменение мощности и сопротивления цепи нагрева при синтезе алмазных порошков в режиме постоянства напряжения 319
Колдаева С.Н.
Применение плунжерной экструзии для переработки отходов промышленных производств 321
Корчеменко С.В.
Оценка параметров дефектных структур материала акустическим методом 325
Кракова И.Е.
Напряженно-деформированное состояние кольца при качении по горизонтальной плоскости 332
Куземкина Г.М.
Компьютерное моделирование взаимодействия бетонной матрицы с металлической арматурой 336
Курбачев А.В.
Математическое моделирование волновых полей в неоднородной упругой среде 341
Неумержицкая Е.Ю., Гусакова С.В., Шепелевич В.Г.
Структура и свойства быстрозатвердевших фольг сплавов систем алюминий-хром и алюминий-никель 345
Петюшик Е.Е.
Влияние режимов формирования тел намотки на силовые показатели их радиального прессования 351
Петюшик Е.Е.
Оценка проницаемости деформированных проволочных материалов 354
Селиверстов Г.В.
Автоматизированный контроль усталостной повреждаемости несущих металлоконструкций грузоподъемных кранов с помощью средств оптической рефлектометрии 357

Скляр О.Н., Мартыненко И.М.
Приближенный расчет параметрически возбуждаемых колебаний на основе метода делинеаризации 363
Скляр О.Н., Мартыненко Т.М.
Безмоментные формы термоупругих оболочек переноса 367

РЕФЕРАТЫ.....371

Научное издание

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Республиканский межведомственный сборник научных трудов

Выпуск 20
В двух томах
Т. 2

Под редакцией И.П. Филонова

Ответственный за выпуск *И.С. Фролов*
Технический редактор *О.А. Курятова*

Сдано в набор 10.03.04. Подписано в печать 5.05.04.
Бумага офсетная. Формат 60×84 1/16. Гарнитура Таймс.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 23,2. Уч.-изд. л. 23,5.
Тираж 100 экз. Заказ 076.

Издательство УП «Технопринт», лицензия № 02330/0056932 от 30.04.04.
Отпечатано на УП «Технопринт», ЛП № 203 от 26.01.2003.
220027, Минск, пр-т Ф. Скорины, 65, корп. 14, оф. 317.
Тел. 231-86-93