



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

1
2014

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

*Журнал входит в перечень утвержденных
ВАК РФ изданий для публикации трудов
соискателей ученых степеней*

Журнал переводится на английский язык,
переиздается и распространяется
во всем мире фирмой
"Аллертон Пресс" (США)



ООО «Издательство Машиностроение»
107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алешин Н.П., д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.**, д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.**, д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.**, д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.**, д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **Дроздов Ю.Н.**, д-р техн. наук, акад. РИА и РАК (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А.**, д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.**, д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Кузин В.В.**, д-р техн. наук, **Попов Д.Н.**, д-р техн. наук, **Попов А.В.**, д-р техн. наук, **Рыбин В.В.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Салтыков М.А.**, д-р техн. наук, **Трегубов Г.П.**, д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

Адрес редакции:

**107076, Москва,
Стромьинский пер., 4.
Телефон: 8-(499)-748-02-91.
E-mail: vestmash@mashin.ru
www.mashin.ru**

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г.
за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации
по печати

Учредитель: А.И. Савкин

Индексы: **70120** ("Роспечать"),
27841 ("Пресса России"),
60264 ("Почта России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Белый ветер",
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

- Огрызков С. Г., Бойков В. Г., Березовский А. В.** — Традиции и современность. Конструирование подвесных устройств для больших колоколов с оптимальными прочностными и динамическими характеристиками 3
- Аверьянов Г. С., Бельков В. Н., Бурьян Ю. А., Корчагин А. Б., Балашов В. С.** — Анализ и синтез принципиальных схем вибрационной защиты насосных станций систем водоснабжения 10
- Короткин В. И., Газзаев Д. А.** — Приведенный объемный коэффициент формы зубьев в концентраторах зубчатых колес с зацеплением Новикова 15
- Нечаев А. И.** — Особенности планетарных механизмов с двумя центральными колесами и двоянным сателлитом 20
- Иванов А. А.** — Селективные захваты промышленных роботов 22
- Тескер Е. И., Тескер С. Е., Гурьев В. А.** — Влияние конструктивных концентраторов напряжений на прочность поверхностных слоев, полученных наплавкой порошков лазером 25
- Рогов В. А., Кошеленко А. С., Жедь О. В.** — Исследование коэффициентов концентрации напряжений в галтелях зубьев шпоночной протяжки методом фотомеханики 30
- Андреев А. Г., Щепкин В. А.** — Причины ослабления соединений элементов колеса тепловоза 37
- Уткин В. С.** — Определение степени риска принятия решений о надежности деталей машин по интервалам расчетных значений их вероятности надежности 39
- Хабрат Н. И., Умеров Э. Д.** — Использование клиноременной передачи в качестве демпфера в измерителе среднего вращающего момента привода 41

- Ogryzkov S. G., Boykov V. G., Berezovskiy A. V.** — Traditions and modernity. Design of suspension tackles for big bells with optimal strength and dynamic characteristics 3
- Aver'yanov G. S., Bel'kov V. N., Bur'yan Yu. A., Korchagin A. B., Balashov V. S.** — Analysis and synthesis of principal schemes of vibration protection of pumping stations of water supply systems 10
- Korotkin V. I., Gazzaev D. A., Vorovich I. I.** — Reduced volume tooth form factor in concentrators of wheels with Novikov's gear 15
- Nechaev A. I.** — Features of planetary mechanisms with two central gear wheels and double planet pinion 20
- Ivanov A. A.** — Selective grips of industrial robots 22
- Tesker E. I., Tesker S. E., Gur'ev V. A.** — Influence of structural stress concentrators on strength of surface layers, obtained by laser surface building-up of powders 25
- Rogov V. A., Koshelenko A. S., Zhed' O. V.** — Research of stress concentration factors in hollow chamfers of keyway broach by photomechanic method 30
- Andreev A. G., Shchepkin A. V.** — Reasons of loosening of joints of locomotive wheel elements 37
- Utkin V. S.** — Definition of risk degree of decision making on reliability of machine parts on limits of calculated values of reliability factors 39
- Khabrat N. I., Umerov E. D.** — Use of belt drive as damper in measurement instrument of average torque moment 41

Цикл статей

A series of articles

"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

"Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication"

- Зюзин А. А., Казьмин Б. Н., Юров М. Д.** — Влияние гармонических составляющих отклонений формы и расположения поверхностей трения подшипников скольжения на нутационное движение оси вала 44

- Zyuzin A. A., Kaz'min B. N., Yurov M. D.** — Influence of harmonic members of form deviations and disposition of friction surfaces of sliding bearings on nutation movement of shaft axis 44

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

MANUFACTURING ENGINEERING

- Димов Ю. В., Подашев Д. Б.** — Износостойкость эластичных абразивных кругов при обработке деталей 48
- Юсупов Г. Х., Колегов С. А.** — Производительное шлифование сталей алмазными кругами 51
- Гусейнов Г. А., Багиров С. А.** — Исследование возникновения отклонений формы при внутреннем шлифовании 53
- Бржозовский Б. М., Захаров О. В.** — Методика наладки круглошлифовальных станков при обработке конических поверхностей 56
- Ванчиков А. А., Ванчиков В. Ц., Хомьяков Г. К., Истомина Л. М.** — Облитерация при течении жидкости в капиллярах 60
- Онищенко Д. В., Чаков В. В., Воронов Б. А.** — Создание современных функциональных материалов из растительного сырья 62

- Dimov Yu. V., Podashev D. B.** — Wear resistance of elastic abrasive disks at processing of parts 48
- Yusupov G. Kh., Kolegov S. A.** — Productive grinding of steels by diamond disks 51
- Guseynov G. A., Bagirov S. A.** — Research of origination of form deviations at internal grinding 53
- Brzhozovskiy B. M., Zakharov O. V.** — Tooling methods of cylindrical grinding machines in processing of conical surfaces 56
- Vanchikov A. A., Vanchikov V. Ts., Khomyakov G. K., Istomina L. M.** — Silting phenomenon at liquid flow in capillaries 60
- Onishchenko D. V., Chakov V. V., Voronov B. A.** — Creation of modern functional materials from vegetable raw material 62

Цикл статей

A series of articles

"Проблемы теории механической обработки"

"Problems of theory of machining work"

- Воронцов А. Л.** — Теоретическое обоснование технологической механики. 8. Плоская задача теории пластичности. Часть 2 67

- Vorontsov A. L.** — Theoretical support of technological mechanics. 8. Plain stress problem in theory of plasticity. Part 2 67

Серия статей

A series of articles

"Проблемы теории и практики резания материалов"

"Problems of theory and practice of materials cutting"

- Медисон В. В.** — Механизм влияния термоэлектрического тока на стойкость инструмента при резании титановых сплавов 75

- Medison V. V.** — Mechanism of influence of thermoelectric current on tool life at cutting of titanium alloys 75

Обработка материалов без снятия стружки

Chipless processing of materials

- Чудин В. Н.** — Соединение элементов корпусных конструкций давлением 78

- Chudin V. N.** — Junction of box-type structural elements by plastic working 78

ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ И БЕЗОПАСНОСТИ

PROBLEMS OF ECOLOGY AND SAFETY

- Ахмадиев М. Г., Шакиров Ф. Ф., Шайхив И. Г., Назипова Л. М.** — Математическое моделирование процесса обезвреживания сточных вод гальванического производства 81

- Akhmadiev M. G., Shakirov F. F., Shaikhiev I. G., Nazipova L. M.** — Mathematical modeling of process of waste waters sterilization in electroplating industry 81

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

TECHNICAL INFORMATION

- Лопатин Б. А., Хазиев Т. Р.** — Машина для безогневой резки труб большого диаметра 84
- Хадеев Р. Г.** — Гибридный привод 87

- Lopatin B. A., Khaziev T. R.** — Machine for cold cutting of tubes of large diameter 84
- Khadeev R. G.** — Hybrid drive 87

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 02.11.2013. Подписано в печать 17.12.2013.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

*Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.*

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 539.3.001.4.001.573

С. Г. ОГРЫЗКОВ (иеродиакон Роман, Данилов ставропигиальный мужской монастырь г. Москвы, РПЦ),
В. Г. БОЙКОВ, канд. техн. наук (ЗАО "АвтоМеханика"), А. В. БЕРЕЗОВСКИЙ (ВПК "НПО Машиностроения"),
e-mail: roman@msdm.ru

Традиции и современность. Конструирование подвесных устройств для больших колоколов с оптимальными прочностными и динамическими характеристиками

Исследованы динамические и прочностные показатели подвесных систем больших русских колоколов с целью их оптимизации с обеспечением заданных акустических характеристик путем натурных экспериментов, так и методом математического моделирования на основании метода конечного элемента. По полученным результатам были спроектированы, изготовлены и установлены подвесные системы для четырех благовестников ансамбля колоколов Данилова монастыря.

Ключевые слова: колокол, подвесная система, динамические показатели, оптимизация, акустическая характеристика, математическое моделирование, метод конечных элементов.

The dynamic and strength parameters of suspension systems of big Russian bells are investigated for the purpose of their optimization with providing of specified acoustic performance by both full-scale tests and mathematical modeling basing on finite element method. Based on the obtained results, the suspension systems for four bells of Danilov Monastery bell ensemble were designed, produced and installed.

Keywords: bell, suspension system, dynamic parameters, optimization, acoustic performance, mathematical modeling, finite element method.

Конструкционные особенности подвесов

Сегодня в России активно проводятся строительство, восстановление и реконструкция церквей и колоколен, поэтому актуальны работы по проектированию и конструированию подвесных систем больших русских колоколов, которые позволили бы минимизировать динамические и вибрационные нагрузки, возникающие во время звона, улучшить акустические характеристики колоколов, обеспечив при этом безопасность и удобство работы звонарей. До настоящего времени не было об-

народовано научно-технических решений для систем закрепления больших русских колоколов, эффективность и обоснованность которых были бы подтверждены математическим моделированием и натурными исследованиями динамических и прочностных характеристик подвесных устройств.

В 2011 г. завершился проект по созданию, установке и наладке подвесных устройств для четырех благовестников Данилова монастыря — ансамбля из 18 колоколов, которые осенью 2008 г. после долгих переговоров были возвращены из США. Решение о проведении комплекса исследовательских, проектировочных и конструкторских работ было обусловлено следующим: решался вопрос об установке для эксплуатации возвращенной реликвии; был очевиден износ конструкции колокольни, которая была построена в XVIII в.; вес устанавливаемых колоколов был близок к критическому значению для данной звонницы.

Работа над созданием подвесных устройств началась с изучения традиционных и новых подвесных систем больших колоколов, использованных на колокольнях в Московском Кремле, Троице-Сергиевой Лавре, в Храме Христа Спасителя, в Николо-Угрешском монастыре и на башне Лоуэлл Хаус в Гарвардском университете.

На рис. 1 (см. обложку) представлены традиционные схемы крепления колоколов на подвесных устройствах. На несущей балке фиксируются кованые хомуты, которые подхватывают кованые оси, продетые в детали короны колокола (рис. 2, см. обложку). Комбинация крепежных элементов может быть различной, число осей — от 2 до 5 (одна в маточнике, четыре в ушах). Хомуты, как правило, разводятся на балке под небольшим углом $5 \div 15^\circ$, что снижает амплитуду колебаний колокола при

звоне. Колокол озвучивается ударами качающегося языка. Траектория может быть параллельной несущей балке или располагаться под острым углом к ней. При звоне колокол совершает сложные маятниковые колебания, ось которых перпендикулярна плоскости качания языка и находится в центре симметрии колокола, деля высоту колокола в отношении 1:2. При качании и переключении на валах колокол демпфирует собственные колебания. Зазоры в ушах и серьгах хомутов исключают заклинивание при любых смещениях. Колокола подвешивают на дубовые балки, которые также выполняют демпфирующие и виброизолирующие функции.

Проектирование нового устройства началось с усовершенствования традиционной конструкции. Основное внимание уделялось подвесным устройствам для самых крупных колоколов: Большого и Полиелейного с массами соответственно 12 и 6 т (рис. 3, см. обложку). При звоне этих колоколов создаются наиболее высокие динамические и вибрационные нагрузки на колокольню и на сами колокола.

При разработке устройств решались следующие задачи:

- минимизировать динамические и вибрационные нагрузки на колокольню и колокола;

- обеспечить безопасность и удобство работы звонарей;

- оптимизировать трансформацию энергии удара в звуковые колебания.

Два первых варианта конструкции подвесов не были приняты в эксплуатацию ввиду несоответствия техническому заданию, несмотря на то что один из них был уже изготовлен в металле. Оптимальная конструкция подвесных устройств была разработана по результатам математического моделирования и натурных исследований динамических и прочностных характеристик подвесов и элементов несущих конструкций. Исходя из опыта предыдущих неудач, особые требования в новом техническом задании предъявлялись к увеличенному запасу прочности и ресурсу, простоте и надежности, удобству эксплуатации и технического обслуживания, безопасности эксплуатации, широте диапазона температурного эксплуатационного режима (от -30 до $+50$ °С). Для удобства работы требовалось ограничить амплитуду колебания нижнего края колокола до 15 мм в направлении раскачки языка. Таким образом, минимизируя коэффициенты динамических и вибрационных нагрузок, необходимо было определить оптимальное сочетание жесткостных и демпфирующих свойств с учетом условий технического задания.

При избыточной гибкости подвесов невозможно обеспечить ритмичный звон колокола, так как

частота его свободных вертикальных колебаний на подвесе приближается к резонансной частоте здания колокольни с возрастанием динамических нагрузок на колокола и колокольню. Однако при этом уменьшается передача высоких и средних частот с колокола на балку. При жестком закреплении максимальная часть энергии вибрации высокой частоты переходит с колокола на балку, динамические нагрузки на колокол и его несущие детали (корону) значительно возрастают, но здание колокольни испытывает меньшие горизонтальные нагрузки. При большом демпфировании колокола гасятся вибрации высокой частоты и амплитуда его раскачки при звоне, однако большие нагрузки испытывают уши и маточник колокола и колокольня.

По результатам исследований в конструкцию подвесов были внесены изменения (рис. 4, см. обложку). Особое внимание уделялось большому запасу прочности ($n = 2$), кроме того, требовались простота и надежность при эксплуатации и большой ресурс. Для оптимального распределения нагрузок на несущие детали колокола (маточник, уши), для регулировки жесткости закрепления, а также безопасности и удобства технического обслуживания новые устройства оснастили двумя параллельными системами тяг: две центральные — к продетому в маточнике колокола валу, четыре пары боковых, разведенных под углом, — к валам через уши колокола. Любая из систем рассчитана на нагружение полным весом колокола. Все тяги снабжались упругими демпфирующими элементами (сайлентблоками) и подушками-амортизаторами из полиуретана. Узлы крепления располагались не на балке, а на кронштейне. Стальной кронштейн установлен на балку через дубовые прокладки-амортизаторы и стянут шпильками. Наименьшие нагрузки при звоне в колокол возникают при правильном взаимодействии (ориентации) всех элементов системы "язык—колокол—подвесное устройство—балка (балки)". Для этого плоскость работы языка должна быть перпендикулярной к оси отверстия в маточнике, т. е. три из пяти несущих вала — один в маточнике и два в одинарных ушах — должны быть сориентированы параллельно оси маятниковых колебаний колокола при звоне. Два других вала благодаря шарнирному закреплению и зазору в ушах работают без нагрузок на сдвиг и кручение.

Большой колокол располагался на двух перекрестных балках, поэтому направление работы его языка выбиралось по биссектрисе острого угла балок (около 52°). В связи с необходимостью установки этого колокола не на перекрестье, а со смещением по биссектрисе на 150 мм от пересечения балок, устройство получилось асимметричным (см. рис. 4).

Удобство эксплуатации и технического обслуживания достигалось наличием двух упомянутых систем тяг и простотой конструкции. Распределение нагрузки и жесткостей осуществлялось талрепным соединением на боковых тягах и винтовым на центральных тягах. Устройства конструировались с учетом неблагоприятных атмосферных условий при эксплуатации. Для пыле- и влагозащиты использовали коррозионно-стойкие материалы и покрытия, а также несмазываемые шарниры-сайлент-блоки. Сорт эластомера (полиуретан) выбирали с учетом морозостойкости — из наиболее устойчивых к действию отрицательных температур. Низкую хрупкость деталей при высокой прочности обеспечили "мягкая" коррозионно-стойкая сталь 20X13, а также технология цементации.

Приоритетом была и безопасность эксплуатации устройств, которая обеспечивалась большим запасом прочности и долговечностью деталей, а также несколькими уровнями защиты от аварий. Расчетный ресурс устройства 45 лет.

Расчет основных прочностных и динамических показателей подвесов

Оптимальные сочетания прочностных, динамических и геометрических параметров конструкции подвесов определяли на основании аналитических оценок и математическим моделированием с использованием программного комплекса EULER и конечно-элементного моделирования (КЭМ). Программа EULER предназначена для анализа динамического поведения механической системы с учетом больших перемещений ее составляющих в пространстве и их нелинейных взаимосвязей. Объект исследования — многокомпонентная механическая система, представляющая собой совокупность различных тел — звеньев с кинематическими связями и упругодемпфирующими элементами (пружинами, амортизаторами, отбойниками, конструктивными жесткостями и т. д.). Используемые в комплексе EULER математические модели построены на общих законах классической механики и не налагают ограничений на максимальные перемещения. Практика показала, что расхождение расчетных данных, полученных с помощью EULER, с экспериментальными данными не превышает 5÷7 %.

Математическая модель динамики колокола при звоне включает в себя следующие подмодели: колокол с языком, подвес колокола и балку колокольни с переходным кронштейном для монтажа подвеса. Колокол, язык, балка и переходной кронштейн моделировали как твердые тела. Геометрические и физико-механические показатели определяли измерением. Предполагалось упругое закреп-

ление балки относительно инерциального звена — стен колокольни и переходного кронштейна. Смещения балки относительно стен колокольни использовали для оценки воздействия звона на колокольню. Тяги подвеса моделировали набором упругих и демпфирующих элементов, при этом в сайлентблоках учитывали линейную и угловую жесткости. Рассматривали два темпа звона: максимальный и минимальный. В геометрии узла соединения языка с колоколом была задана небольшая асимметрия, что позволило более точно смоделировать реальные условия работы.

На первом этапе исследований определяли режим наименьших нагрузок на колокольню и колокол. Оптимальный вариант закрепления колокола был найден, однако по ряду конструктивных причин его реализация оказалась невозможной. В дальнейшем полученные значения использовали как идеальные для оценки последующих расчетных вариантов.

Следующим этапом стало исследование влияния основных жесткостных, геометрических и динамических показателей различных элементов конструкции подвесов на нагрузки и перемещения. Получены следующие результаты.

Наиболее эффективной оказалась схема закрепления, при которой используются все крепежные элементы колокола (уши и маточник). Она обеспечивала наименьшие динамические и вибрационные нагрузки при звоне и возможность настройки распределения усилий и жесткости.

Угол разведения боковых тяг, а также их длина и положение мест закрепления существенно влияют на нагрузки и смещения. При этом оптимальные значения угла находятся в диапазоне 5÷20° и значительно зависят от других параметров подвеса.

Направление качания языка существенно влияет на динамику системы. Так, если плоскость качания языка параллельна или находится под острым углом к валу в маточнике колокола, крутильные нагрузки на маточник могут увеличиваться более чем в 4 раза.

Нагрузки на конструкцию и максимальные перемещения зависят от жесткости подвесного устройства, оптимальные значения частоты вертикальных колебаний колокола на подвесе порядка 6÷13 Гц.

Демпфирование, а также распределение жесткости и статической нагрузки между разными тягами оказывают умеренное влияние на динамику системы.

Высота закрепления языка и форма его ударной части влияют на нагрузки и смещения в системе, оптимальные значения зависят от геометрии языка.

Отклонение от оптимальных значений может привести к значительным динамическим нагруз-

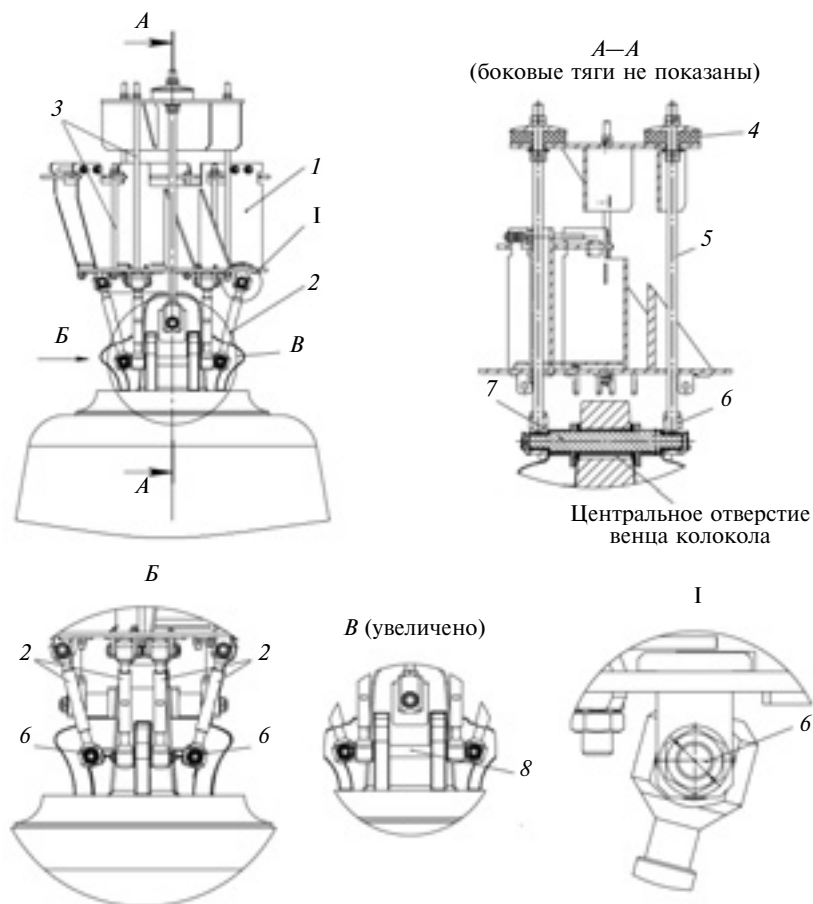


Рис. 5. Эскиз подвеса Большого колокола:

1 — кронштейн подвесного устройства; 2 — боковые тяги; 3 — шпильки крепления кронштейна; 4 — амортизатор; 5 — центральные тяги; 6 — сайлент-блоки; 7 — вал маточника; 8 — скалки ушей

кам, превышающим в 5–10 раз результаты оптимизации, и вызывать нестабильное поведение колокола на подвесе при звоне.

Исследования позволили выработать практические рекомендации по оптимизации подвесных устройств. Так, для Большого колокола частота вертикальных колебаний на подвесе была выбрана в $7 \div 7,5$ Гц при угле отклонения боковых тяг 15° .

При расчетах на прочность и жесткость элементов конструкции подвесов для силовых элементов (тяги, валы, скалки, оси крепления и др., рис. 5) использовали упрощенные балочные и стержневые расчетные схемы при минимальных значениях показателей конструкционной прочности материалов и толщин элементов конструкции подвесов. Номинальное допускаемое напряжение для элементов конструкции определяли как минимальное из двух значений:

$$[\sigma] = \min\{\sigma_{B \min}/n_{\sigma_B}; \sigma_{0,2 \min}/n_{\sigma_{0,2}}\},$$

где $\sigma_{B \min}$ — минимальное значение временного сопротивления; $\sigma_{0,2 \min}$ — минимальное значение предела текучести; n_{σ_B} — коэффициент запаса

прочности по временному сопротивлению; $n_{\sigma_{0,2}}$ — коэффициент запаса

прочности по пределу текучести. Были приняты $n_{\sigma_B} = 2,6$ и $n_{\sigma_{0,2}} = 1,5$.

Условия прочности выполнялись, если приведенные общие мембранные напряжения и приведенные напряжения, определяемые суммарными составляющими общих или местных мембранных и общих изгибных напряжений, не превышали соответственно значения $[\sigma_1]$ и $[\sigma_2]$, рассчитываемые по формулам: $[\sigma_1] = [\sigma]$ и $[\sigma_2] = 1,3[\sigma]$.

Уравнение допустимых эквивалентных напряжений $[\sigma_3] = 2[\sigma]$.

Средние касательные напряжения τ должны соответствовать условию $\tau < [\tau] = 0,5[\sigma]$, где $[\tau]$ — номинальные допустимые касательные напряжения.

Особое внимание уделялось подбору материала для подушек-амортизаторов, сайлентблоков и обрезинивания валов, а также расчету жесткости тяг, поскольку характеристики этих деталей являлись определяющими для выполнения большинства условий технического задания проекта. В результате проведенных исследований в качестве демпфирующего материала был выбран полиуретан с твердостью 92 HSD, образец которого при ресурсных испытаниях выдержал без существенных изменений $2 \cdot 10^7$ циклов нагружения.

Геометрические параметры сайлентблоков боковых тяг и подушек вертикальных тяг определяли из условия обеспечения требуемой жесткости подвесов, выраженной в частоте свободных вертикальных колебаний колокола. Общая жесткость C_{Π} закрепления колокола на подвесе зависит от жесткостей двух параллельных систем тяг: боковых (крепление колокола за уши) и центральных (крепление колокола за маточник), и определяется выражением $C_{\Pi} = 8C_6 \cos(\varphi) + 2C_{\Pi}$, где C_6 и C_{Π} — жесткости соответственно боковой и центральной тяг; φ — угол между осью боковой тяги и вертикальной осью.

Жесткости каждой центральной и каждой боковой тяги вычисляли как последовательное соединение трех упругих элементов:

для центральной тяги: верхней подушки-амортизатора, половины длины опирания обрезиненного вала в маточнике, полиуретановой прокладки в шарнире крепления тяги на валу;

для боковой тяги: двух сайлентблоков и половины длины опирания обрешиненного вала в ушах колокола.

В обоих случаях жесткость тяги определяли по формуле

$$C_6 = \frac{C_{R_1} C_{R_2} C}{C_{R_1} C_{R_2} + C_{R_1} C + C_{R_2} C},$$

где C_6 — жесткость тяги в сборе; C_{R_1} — жесткость амортизатора (центральная тяга) или сайлентблока (боковая тяга); C_{R_2} — жесткость полиуретановой втулки (центральная тяга) или второго сайлентблока (боковая тяга); C — жесткость половины обрешиненного вала.

Сайлентблок рассматривали как прямой втулочный амортизатор, состоящий из двух стальных втулок и слоя полиуретана. Радиальная жесткость одного сайлентблока определяли по формуле Гебеля:

$$C_R = \frac{7,5\pi h G}{\ln(r_2/r_1)} K_1, \text{ где } G — \text{модуль сдвига полиуретана; } h — \text{ширина сайлентблока; } r_2 \text{ и } r_1 — \text{наружный и внутренний радиусы полиуретанового кольца; } K_1 — \text{коэффициент формы слоя радиального нагруженного втулочного амортизатора.}$$

В расчетах на прочность и жесткость подвеса в сборе при динамических нагрузках использовали КЭМ. Расчетом были получены распределения эквивалентных напряжений в деталях конструкции подвеса и колокола при различных условиях эксплуатации (вывешивание за маточник на центральных тягах, вывешивание за уши на боковых тягах, при звонах), что позволило выявить наиболее нагруженные детали. Далее по циклической прочности этих деталей оценивали ресурс всей конструкции. Зависимость допускаемой амплитуды $[\sigma_A]$ условных напряжений и числа циклов нагружения имеет вид:

$$[\sigma_A] = \left(\frac{2300-t}{2300}\right) \frac{A}{\sqrt{n_N N}} + \frac{B}{n_\sigma},$$

где $n_N = 10$ — коэффициент запаса прочности по числу циклов; $n_\sigma = 2$ — коэффициент запаса прочности по напряжениям; t — расчетная температура; A и B — коэффициенты; для аустенитных коррозионно-стойких сталей $A = 6 \cdot 10^4$ МПа и $B = 0,4\sigma_{B \min}$; для углеродистых сталей $B = 0,572\sigma_{B \min} - 0,43\sigma_{0,2 \min}$.

В расчетах использовали кривую усталости для сталей 20 и СтЗсп5.

Для динамической нагрузки при звоне колокола рассчитывали размах некоторых составляющих напряжений в деталях подвеса: $\Delta\sigma_x, \Delta\sigma_y, \Delta\sigma_z, \Delta\tau_{xy}, \Delta\tau_{xz}, \Delta\tau_{yz}, \Delta\sigma_1, \Delta\sigma_2, \Delta\sigma_3$ как разность напряжений

при максимальной и минимальной нагрузках в цикле. Один цикл считали с момента удара до следующего удара языка. Для запаса прочности хронометраж использования колоколов определяли по максимальному темпу звона в колокол.

Амплитуду напряжений для цикла определяли по формуле

$$\sigma_A = \frac{K_\sigma}{2} \sqrt{\Delta\sigma_x^2 + \Delta\sigma_y^2 + \Delta\sigma_z^2 - \Delta\sigma_x \Delta\sigma_y - \Delta\sigma_x \Delta\sigma_z - \Delta\sigma_y \Delta\sigma_z + 3(\Delta\tau_{xy}^2 + \Delta\tau_{xz}^2 + \Delta\tau_{yz}^2)},$$

где $K_\sigma = 1,7$ — эффективный коэффициент концентрации.

Условие циклической прочности для j -го элемента конструкции подвеса имеет вид: $\sigma_A^j \leq [\sigma_A]$.

Допускаемое число циклов нагружения для j -го элемента конструкции подвеса

$$[N]_j = \frac{1}{n_N} \left[\frac{A}{\left(\sigma_A^j - \frac{B}{n_\sigma}\right)} \left(\frac{2300-t}{2300}\right) \right]^2.$$

Отдельным расчетом при проектировании стала отстройка резонанса собственных колебаний деталей подвесов от низших частот звучания колоколов, что крайне важно для чистоты колокольного звона. Низшие частоты колебаний колокола определяли по спектрограмме звука, полученной методом Фурье. Максимальная акустическая энергия излучается на пяти низших собственных частотах (особенно на 1, 2, 3 и 5-й модах). В конструкции подвеса резонирующими элементами могут быть шпильки, закрепляющие части кронштейнов.

Частота k -й формы собственных поперечных колебаний круглого шарнирно опертого стержня (шпильки) диаметром d и длиной l , нагруженного растягивающей силой F , определяется по формуле

$$f_k = k^2 \frac{\pi d}{8l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \sqrt{1 + \frac{64Fl^2}{k^2 \pi^3 Ed^4}},$$

где f_k — частота собственных поперечных колебаний стержня; d и l — диаметр и длина стержня

(шпильки); $F = \sigma_p \frac{\pi d^4}{4} + F_3$ — растягивающая сила (σ_p — растягивающее напряжение в шпильке при эксплуатационных нагрузках; F_3 — усилие затяжки шпильки); E и ρ — модуль упругости и плотность материала стержня.

Частоты колебаний двух одинаковых шпилек при равномерном распределении на них нагрузок от собственного веса и одинаковом усилии затяжки

Номер колокола и подвеса	Диаметр шпилек d , мм	Длина шпилек l , мм	Низшие частоты при рабочей затяжке f_1 , Гц	Низшие частоты колокола, Гц
1	24	500 900	190÷221 59÷86	51; 122; 133; 172; 236
2	24	600	132÷155	75; 158; 178; 252; 306
3	20	520 290	147÷165 470÷495	111; 171; 238; 357
4	20	320 200	387÷410 90÷1015	115; 193; 272; 328; 488

должны совпадать. Кроме того, при монтаже подвесов равномерная затяжка шпилек обеспечивалась сравнением звучания шпилек одинаковой длины при возбуждении.

Расчетные значения частот для шпилек подвесов приведены в таблице. Анализ показал, что низшие частоты шпилек не совпадают с основными обертонами колоколов. Это было установлено и при звонах колоколов. Возникновение резонанса можно устранить, изменив усилие затяжки шпилек.

Экспериментальное тестирование, установка и настройка подвесных устройств

После изготовления разработанных конструкций подвесных устройств был проведен комплекс статических и динамических испытаний отдельных элементов и всей конструкции подвесов в сборе. Все тяги в сборе с сайлентблоками тестировали при нормированной нагрузке на растяжение, а валы, на которые опираются колокола, — на сжатие. Все подвесы в сборе проверяли в течение 10 мин растягивающей нагрузкой, равной 1,25 веса колокола, и измеряли деформацию всей системы. Так как жесткость эластичных деталей оказалась на 80 % выше расчетной, была откорректирована их геометрия.

На последнем этапе расчетов после заводских испытаний определяли коэффициент снижения напряжений при разных вариантах закрепления колокола, уточняли оптимальную схему распределения нагрузки на крепежные детали колоколов и детали подвесов. Предварительно для проверки состояния крепежных деталей колокола выполнили три исследования корон колоколов: два — методом ультразвукового анализа и капиллярную дефектоскопию. Полученные результаты использовали для окончательного КЭМ напряженно-деформированного состояния крепежных деталей колоколов с учетом реальных особенностей — литевых дефектов, сколов, каверн и т. д., при разных вариантах распределения нагрузки. Затем для тех же распределений веса колокола моделировали напряжения

и деформации конструкций подвесов в сборе под действием статической и динамической нагрузок. Вычисляли коэффициент снижения напряжений в колоколе и подвесе сопоставлением данных каждого варианта. По итогам расчетов полученную ранее схему распределения нагрузки корректировали из условий равномерного распределения напряжений во всей системе. Так, было установлено, что для подвеса Большого колокола следует увеличить нагрузки от статического веса колокола на центральные тяги, так как участки закрепления восьми боковых тяг на панели кронштейна из-за асимметрии кронштейна имели неоднородную жесткость. Оптимальное распределение веса колокола на центральную и боковую системы тяг варьировали от 25 до 50 % и от 75 до 50 % соответственно.

Для монтажа подвесов была также разработана особая технология, включающая в себя натурный эксперимент. Сначала колокол выводили в проектное положение на крестовине, концы которой поднимали таями, закрепленными на несущих балках. Тяги монтировали и затягивали вручную до минимального натяжения. Крестовину убирали и проверяли просадку всех пластичных деталей по расстоянию от нижней поверхности подвеса до верха колокола. Затем колокол снова поднимали на крестовине до ослабления тяг. Затем таким же образом определяли жесткости отдельно для системы центральных тяг и системы боковых тяг. Полученные значения сверяли с расчетными, что позволило уточнить напряжения и деформации амортизаторов (см. рис. 5, поз. 4) для последующей регулировки распределения нагрузки на центральные и боковые тяги. Равномерность распределения веса колокола на боковые тяги достигалась выравниванием усилия затяжки, унифицируя число оборотов каждой тяги.

По результатам тестирования был определен наиболее удобный способ настройки проектного распределения нагрузки на системы тяг — затяжка амортизаторов на расчетную величину обжима. Нагружение выполняли затяжкой гаек на центральных тягах (см. рис. 5, поз. 5) при контроле деформации сжатия амортизаторов. При данном способе регулировки погрешности оказались большими ($\approx 10\%$), что обусловлено малой деформацией подушек и невозможностью контролировать другие деформации, например изгиб пластины кронштейна и сжатие дубовых прокладок на балке. Однако данные погрешности несущественно влияли на динамику системы ввиду широкого диапазона оптимальных значений.

Установленные колокола прошли эксплуатационные испытания. На нижний край колокола в районе удара языка закрепляли острый предмет. К нему подводили миллиметровую шкалу, закрепленную на штативе. Во время звона с минималь-

ной, средней и максимальной частотами удара при разной температуре воздуха на видеопленку фиксировали перемещения указателя. Анализируя видеозапись, уточняли средний темп ударов; измеряли средний размах и амплитуду качания колокола; строили график движения края колокола по направлению ударов. Полученные данные сравнивали с расчетными, которые были получены методом EULER и МКЭ. Было установлено, что при температуре воздуха $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ниже жесткость полиуретановых деталей увеличивается вдвое, а частота качаний колокола в $\sqrt{2}$ раз.

Проводили испытания на угловую жесткость закрепления колокола на подвесе. С использованием видеозаписи проводили эксперимент: колокол максимально раскачивали по направлению ударов и оставляли свободно колебаться. То же самое делали и в перпендикулярном направлении. По видеозаписи проверяли амплитуду и частоту низшей моды колебаний колокола на подвесе и демпфирующие свойства полиуретана. Аналогичное компьютерное моделирование в двух программах позволило установить степень адекватности расчетных данных реальным процессам (рис. 6, см. обложку). При этом была обнаружена особенность конструкции колокола. Оказалось, что русский колокол, имеющий две условные плоскости симметрии, обладает одинаковым моментом инерции относительно центра масс по всем трем осям координат, что характерно для абсолютно симметричных тел (с тремя плоскостями симметрии, например для шара или куба). Возможно, это и объясняет акустические свойства русских колоколов — низкие значения логарифмического декремента затухания звука и богатый тембр.

Эксперименты показали отклонения реальной жесткости закрепления колоколов от заданных значений; превышения составили: 40 % для Большого колокола и 25 % для Полиелейного. Демпфирующие же свойства выбранного материала оказались значительно лучше расчетных (амплитуда качания снижалась после второго периода колебаний на 75 % у Большого колокола и на 80 % у Полиелейного). Для приведения жесткости к расчетному значению все полиуретановые детали заменили на детали из более мягкого материала с улучшенной геометрией.

После изготовления, заводских испытаний и монтажа на подвесы новых деталей испытания в рабочем режиме (по вышеописанной методике) показали, что новые динамические характеристики близки к результатам моделирования и полностью соответствуют условиям технического задания. При этом даже в зимнее время года жесткость подвесов находится в расчетном диапазоне оптимальных значений: $6\div 13$ Гц. В 2010 и 2011 гг. в монастыре проводилась профессиональная звукозапись

звонов с одинаковым размещением одних и тех же микрофонов. Было установлено, что интенсивность звука больших колоколов после переустановки на новые подвесы значительно увеличилась (в среднем на 25 %). Логарифмический декремент затухания основных частот звучания Большого колокола снизился на 18 %. Улучшились характеристики звучания ансамбля колоколов. Звук стал более глубоким, ярким и продолжительным.

Заключительное вибрационное исследование колокольни в 19 точках дало следующие результаты: при звонах максимальные перегрузки на балках и подвесе не превышают 5 % от собственного веса колокола;

достигнута заданная жесткость подвесов (например, для Большого колокола частота свободных вертикальных колебаний составила 7,4 Гц);

фактические максимальные нагрузки на конструкцию подвеса значительно ниже расчетных значений, соответствующих исчерпанию несущей способности конструкции.

Разработанные и представленные в данной статье методы проектирования, конструирования, технологии монтажа и испытаний конструкций подвесов с оптимальными прочностными и динамическими характеристиками можно использовать при проектировании новых и реставрации существующих систем закрепления больших колоколов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Яворский Ю.** Резина в автомобилях. Л.: Машиностроение, 1980. 360 с.
2. **ПНАЭ Г-7-002—87.** Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. М.: Энергоатомиздат, 1989. 525 с.
3. **Вибрации** в технике. Т. 1. Колебания линейных систем / Под ред. В. В. Болотина; пред. ред. совета В. Н. Челомей. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.
4. **ГОСТ 3057—90.** Пружины тарельчатые. Общие технические условия. М.: Изд-во стандартов, 1990. 36 с.
5. **ГОСТ 25859—83.** Сосуды и аппараты стальные. Нормы и методы расчета на прочность при малоцикловых нагрузках. М.: Изд-во стандартов, 1983. 30 с.
6. **СНиП 3.03.01—87.** Несущие и ограждающие конструкции. М.: 1983.
7. **Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В.** Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова думка, 1988. 736 с.
8. **Бойков В. Г.** Моделирование динамики механических систем в программном комплексе EULER // САПР и графика. 1998. № 1. С. 38—48.
9. **Бойков В. Г., Юдаков А. А.** Моделирование динамики системы твердых и упругих тел в программном комплексе EULER // Информационные технологии и вычислительные системы. 2011. № 1. С. 42—52.
10. **Справочник** инженера-строителя. В 2 т. / Под ред. И. А. Онуфриева и А. С. Данилевского. М.: Стройиздат, Т. 1. 1968. 642 с.; Т. 2. 1970. 1045 с.

Г. С. АВЕРЬЯНОВ, д-р техн. наук, В. Н. БЕЛЬКОВ, канд. техн. наук,
Ю. А. БУРЬЯН, д-р техн. наук, А. Б. КОРЧАГИН, канд. техн. наук,
В. С. БАЛАШОВ (Омский ГТУ), e-mail: omankor@mail.ru

Анализ и синтез принципиальных схем вибрационной защиты насосных станций систем водоснабжения

Рассматриваются схемы вибрационной защиты насосных станций систем водоснабжения с учетом вибрационной активности участков трубопроводов от насоса до коллектора. Используются методы имитационного динамического моделирования по результатам вибрационных измерений на работающих агрегатах.

Ключевые слова: насосная станция, насосный агрегат, вибрационная защита, трубопровод, имитационное моделирование.

The schemes of vibration protection of pumping stations of water supply systems, taking into account vibration activity of pipeline zones from a pump to a manifold block, are considered. The methods of simulation dynamic modeling based on results of vibration measurements on working units are used.

Keywords: pumping station, pumping unit, vibration protection, pipeline, simulation modeling.

В процессе длительной эксплуатации насосных станций систем водоснабжения нередко возникает необходимость в замене насосных агрегатов, при этом фундамент станции может быть не рассчитан на увеличение мощности. Кроме того, при проектировании насосных станций сложно учитывать вибрационную активность участка трубопровода большого диаметра от насоса до коллектора, поэтому встает вопрос о системе вибрационной защиты [1], т. е. решается задача вибрационной защиты конструкции здания. Фундамент насосной станции должен обеспечивать защиту здания и обслуживающего персонала от вибраций.

При разработке системы вибрационной защиты эксплуатируемой насосной станции прежде всего необходимо определить ее конфигурацию с учетом эффективной вибрационной защиты при минимальных материальных затратах [2]. Ввиду того, что для натуральных экспериментов требуется вывод насосных агрегатов из эксплуатации, предпочтителен метод имитационного динамического моделирования с использо-

ванием математических моделей на основе вибрационных измерений, выполняемых при работающих агрегатах [3].

Рассмотрим типовую схему расположения насосных агрегатов и трубопроводов (рис. 1).

Цель вибрационной защиты — снижение динамических нагрузок, передаваемых от вибрационно-активных элементов на фундамент и, следовательно, на конструкцию здания. К вибрационно-активным элементам насосных агрегатов систем водоснабжения

относятся: электрические машины; насосы; участки трубопроводов вместе с задвижками.

Энергетические и частотные характеристики вибраций электрических машин изучены достаточно полно. При нормально работающей машине основная часть вибрационной энергии приходится на частоты, кратные частоте вращения ротора. Известно, что при балансировке машины с частотой вращения более 750 мин^{-1} инерционная сила, действующая на подшипник, составляет приблизительно 20 % от силы тяжести ротора, приходящейся на подшипники [4]. Данную модель можно использовать в имитационном моделировании, исключив тем самым неопределенность, возникающую из-за качества балансировки при плановых ремонтах.

Насосы, как правило, устанавливаются на общих основаниях с электродвигателями. Их вибрации определяются как механическими, так и гидродинамическими процессами и передаются на общее основание. На насосный агрегат существенное влияние оказывает точность центровки осей вращения электродвигателя и насоса. Сегодня проблему центровки можно успешно решить, используя резиновые муфты. Ориентировочно оценить вибрацию сбалансированного и отцентриро-

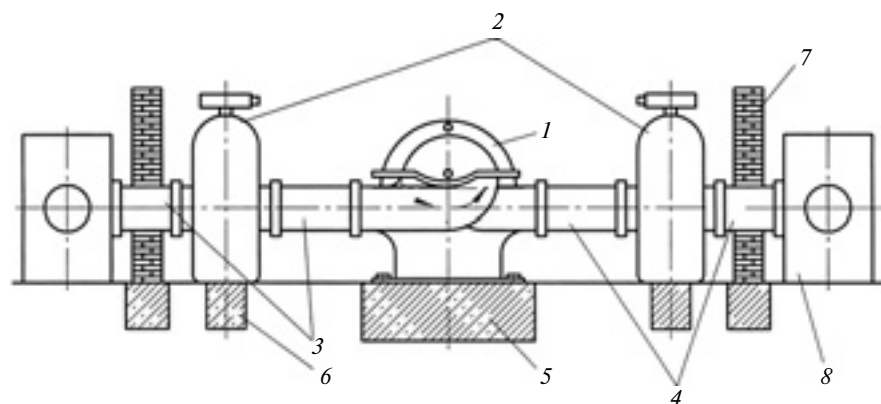


Рис. 1. Схема расположения насосных агрегатов и трубопроводов:

1 — насосный агрегат; 2 — задвижки; 3 и 4 — участки всасывающего и нагнетающего трубопроводов; 5 — фундамент насосного агрегата; 6 — фундамент задвижки; 7 — наружная стена здания

ванного насосного агрегата можно по инерционной силе, которая составляет 20 % от суммы сил тяжести ротора двигателя и ротора насоса.

Такое нормирование вибраций насосного агрегата не учитывает влияние фундамента.

Другой способ учета вибраций насосного агрегата [5] при математическом моделировании — непосредственное их измерение при работающем агрегате. Для того чтобы исключить влияние гидродинамики участков трубопроводов, можно использовать холостой режим насосного агрегата, т. е. или перекрыть задвижку на всасывающем участке, или отсоединить насосный агрегат от трубопроводов.

Вибрации трубопроводов передаются на конструкцию здания через задвижки, установленные или на фундаменте, или на опорной плите. Величина данных вибраций определяется гидродинамическими процессами [6], а спектры для каждой станции индивидуальны и зависят от конструкции, размерных параметров и режима эксплуатации. Поэтому при разработке математической модели нельзя задать нормированный спектр и уровень вибрации, следовательно, выполняют измерения на эксплуатационном режиме насосного агрегата [7].

Таким образом, путем имитационного динамического моделирования определяется конфигурация системы вибрационной защиты, в качестве виброизолирующих элементов [8] предлагается использовать упругодемпфирующие пневматические элементы (УПЭ).

Для оценки вертикальных вибраций используем схему расположения агрегатов и трубопроводов, приведенную на рис. 2, где $m_1, m_{1\phi}$ — массы задвижек и фундаментов; $m_2, m_{2\phi}$ — массы насосного агрегата и фундамента; c_1, c_2 — эквивалентные коэффициенты жесткости грунта под фундаментами; $f_1(t), f_2(t), f_3(t)$ — инерционные силы, действующие

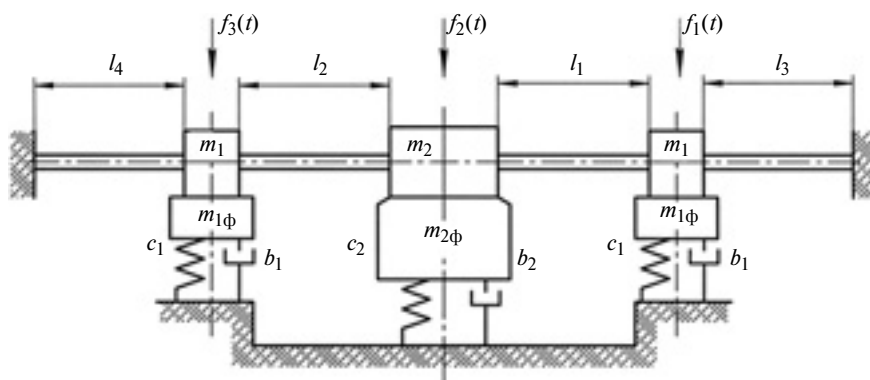


Рис. 2. Схема расположения агрегатов и трубопроводов

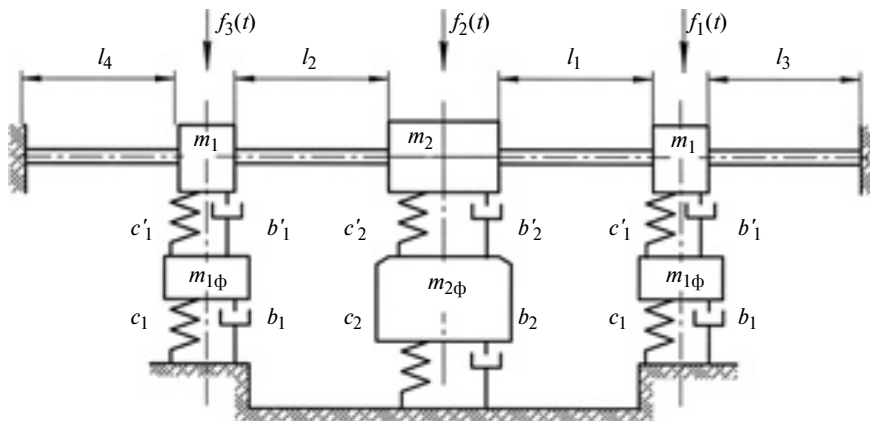


Рис. 3. Схема с УПЭ, расположенными между насосным агрегатом, задвижками и фундаментами

щие на элементы конструкции; b_1, b_2 — коэффициенты демпфирования; l_1, l_2, l_3, l_4 — длины участков трубопровода. Выводы трубопровода в коллектор представлены в виде жестких заделок.

Рассмотрим два варианта пассивной вибрационной защиты: 1) между насосным агрегатом, задвижками и фундаментами установлены УПЭ $c'_{1,2}, b'_{1,2}$ (рис. 3); 2) участки трубопроводов изолированы гибкими резинокордными патрубками l , которые препятствуют передаче колебаний от насосного агрегата (рис. 4).

Элементы системы вибрационной защиты насосного агрегата можно проектировать независимо друг от друга, в этом случае необходим анализ системы, при котором определяется целесообразность установки УПЭ под тем или иным блоком.

Известно, что при равенстве массы $m_{2\phi}$ фундамента (см. рис. 2)

и массы m_2 насосного агрегата нецелесообразно устанавливать УПЭ c'_2 и b'_2 . Тогда, согласно схеме, представленной на рис. 3, в первом приближении влиянием задвижек через насосный агрегат на фундамент можно пренебречь.

Решается непростая задача — систему, состоящую из насосного агрегата с примыкающими к нему участками трубопровода и двумя задвижками, представляем как балку с распределенной массой, несущей три сосредоточенные массы на упругих опорах, нагруженные вынуждающими силами. Но и это не учитывает инерцию поворота масс, течение жидкости и другие факторы. Поэтому для определения наиболее эффективного варианта вибрационной защиты представим насосный агрегат в виде балки с распределенной массой и сосредоточенными массами (рис. 5, а), т. е. сосредоточенная масса — модель

агрегата или задвижки с примыкающими к ним участками трубопровода.

Опору моделируем в виде линейной пружины и вязкого демпфера (при опоре через фундамент на грунт — это модели соответственно жесткости и вязкости грунта под фундаментом, а при опоре на УПЭ — жесткости и коэффициента сопротивления УПЭ).

На рис. 5, а силы F_1 и F_2 отражают воздействия на трубопровод возмущений от задвижки и насосного агрегата. Напомним, что воздействие задвижки во всасывающей магистрали на нагнетающий участок трубопровода или влияние задвижки в нагнетающей магистрали на всасывающий участок не учитываются, так как их влияние в значительной степени ослабляется агрегатом.

Для данной системы с двумя степенями свободы на основании принципа Даламбера запишем дифференциальные уравнения движения двух точек:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= f_{11}(-m_1\ddot{x}_1 - b_1\dot{x}_1 - c_1x_1 + F_1) + f_{12}(-m_2\ddot{x}_2 - b_2\dot{x}_2 - c_2x_2 + F_2); \\ x_2 &= f_{21}(-m_1\ddot{x}_1 - b_1\dot{x}_1 - c_1x_1 + F_1) + f_{22}(-m_2\ddot{x}_2 - b_2\dot{x}_2 - c_2x_2 + F_2), \end{aligned} \right\} (1)$$

где f_{ij} — коэффициенты перемещения i -й точки под действием единичной статической силы ($f_{12} = f_{21}$), м/Н.

Коэффициенты определим методом сопротивления материалов, м/Н:

$$\begin{aligned} f_{11} &= \frac{a^3(b+c)^3}{3EJl^3}; \\ f_{22} &= \frac{(a+c)^3b^3}{3EJl^3}; \\ f_{12} &= f_{21} = \\ &= \frac{a^2b^2[3l^2 - 3l(a+b) + 2ab]}{6EJl^3}, \end{aligned} \quad (2)$$

где E — модуль упругости (для стали $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; $J = \frac{\pi\delta d^3}{8}$ — момент инерции кольцевого сечения трубопровода m^4 (см. рис. 5, б).

При определении показателей свойств грунта под опорным фундаментом задвижки или агрегата принято, что для вертикальной силы, действующей на грунт через жесткую опорную поверхность с приведенным радиусом $r_0 = \sqrt{S/\pi}$ (S — площадь опорной поверхности), при соблюдении условия [9] $\omega r_0/v_s \leq 1,5$ (здесь $\omega = 2\pi\nu$ — собственная частота, рад/с; ν — частота вибрации, Гц; v_s — скорость поворота), грунт можно моделировать как параллельное соединение пружины жесткостью c_r и вязкого демпфера с коэффициентом сопротивления b_r .

Значения c_r и b_r определяем по формулам [10]:

$$c_r = 6(1 - \gamma^2)\rho_r v_s^2 r_0; \quad (3)$$

$$b_r = 3,8(1 - \gamma^2)\rho_r v_s r_0^2, \quad (4)$$

где $\gamma = 1/\sqrt{3} = v_s/v_p$ — отношение скорости поперечных и продольных волн в грунте; ρ_r — плотность грунта.

Принимаем, что действующие силы — гармонические функции времени, из системы уравнений (1) найдем зависимости амплитуд сил F_1 и F_2 и амплитуд перемещений x_1 и x_2 соответственных масс для разных частот вибрации.

Данная зависимость позволяет по результатам вибрационных измерений определить амплитуды возмущающих сил F_1 или F_2 и использовать их для оценки эффективности варианта вибрационной защиты. Для этого сравним динамические реакции в двух случаях: при передаче усилия непосредственно через фундамент на грунт и применении УПЭ, установленных под агрегатом или задвижкой, которые в модели (см. рис. 1) отличаются только жесткостью c_i и коэффи-

циентом b_i сопротивления, так как при установке УПЭ последовательно соединены две пружины и два демпфера (грунта и УПЭ). При этом эквивалентная жесткость и коэффициент демпфирования зависят от параметров УПЭ, жесткость и коэффициент сопротивления которого намного меньше, чем у грунта.

При определении передаточных функций, связывающих амплитуды x_1 и x_2 как известные входные воздействия и F_1 , F_2 — искомые выходные величины, в уравнениях (1) используем оператор дифференцирования $p = \frac{d}{dt}$:

$$\begin{aligned} f_{11}F_1 + f_{12}F_2 &= \\ &= [f_{11}(m_1p^2 + b_1p + c_1) + 1]x_1 + \\ &\quad + f_{12}(m_2p^2 + b_2p + c_2)x_2; \\ f_{21}F_1 + f_{22}F_2 &= \\ &= f_{21}(m_1p^2 + b_1p + c_1)x_1 + \\ &\quad + [f_{22}(m_2p^2 + b_2p + c_2) + 1]x_2. \end{aligned}$$

Решение данной системы уравнений имеет вид:

$$F_1 = W_{11}(p)x_1 + W_{12}(p)x_2; \quad (5)$$

$$F_2 = W_{21}(p)x_1 + W_{22}(p)x_2. \quad (6)$$

Здесь $W_{ij}(\omega)$ — передаточная функция:

$$W_{11}(p) = m_1p^2 + b_1p + c_1;$$

$$W_{22}(p) = m_2p^2 + b_2p + c_2;$$

$$\begin{aligned} W_{12}(p) &= W_{21}(p) = \\ &= -c_{12} = -f_{12}/f_3, \end{aligned}$$

где $f_3 = f_{11}f_{22} - f_{12}^2$; c_{1n} , c_{2n} — приведенные жесткости опор, учитывающие влияние жесткости пролетов трубопровода, Н/м:

$$\left. \begin{aligned} c_{1n} &= c_{1m} + c_1; \\ c_{2n} &= c_{2m} + c_2; \\ c_{1m} &= f_{22}/f_3; \\ c_{2m} &= f_{11}/f_3; \end{aligned} \right\} p = \omega j \quad (j = \sqrt{-1}). \quad (7)$$

Используя аналитические выражения и результаты вибрационных измерений, определим приближенно амплитуды значений

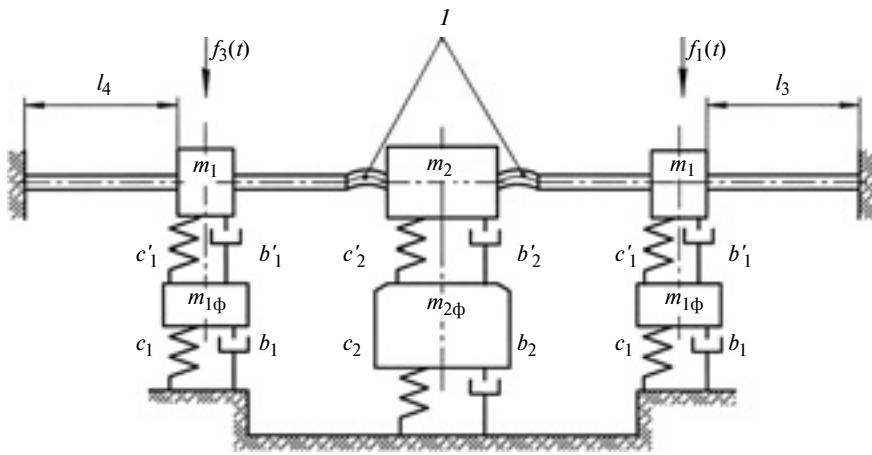


Рис. 4. Схема с гибкими резинокордными патрубками

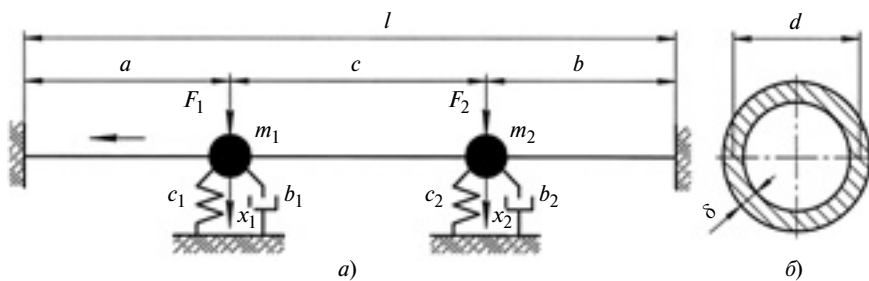


Рис. 5. Схема насосного агрегата в виде балки с распределенной массой и сосредоточенными массами (а) и сечение трубопровода (б)

сил F_1 и F_2 . Это связано с тем, что измерениями определяется амплитуда колебаний, но неизвестны фазовые сдвиги колебаний координат x_1 и x_2 , которые зависят от амплитуд действующих вибрационно-защитных сил УПЭ, т. е. используя выражения (5), (6) и (7) можно найти амплитуды сил в предположении, что они действуют синфазно.

Такой подход допустим, так как далее будем сравнивать коле-

бательную систему при воздействии найденных сил и систему с измененными в результате установки УПЭ показателями b и c .

Результаты измерений, выполненных на действующем насосном агрегате из типовых комплектов, показали, что фазовые сдвиги $x_1(t)$ и $x_2(t)$ в диапазоне от 0 до 50 Гц можно представить суммой случайной функции времени в виде белого шума и детерминированных функций в ви-

де гармонических функций времени с заданными частотами и амплитудами:

$$\left. \begin{aligned} S_{x_1}(\omega) &= c_1; \\ S_{x_2}(\omega) &= c_2; \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$x_1(t) = x_{11}\sin\omega_1 t + x_{12}\sin\omega_2 t + x_{13}\sin\omega_3 t + x_{14}\sin\omega_4 t; \quad (9)$$

$$x_2(t) = x_{21}\sin\omega_1 t + x_{22}\sin\omega_2 t + x_{23}\sin\omega_3 t + x_{24}\sin\omega_4 t; \quad (10)$$

где S_{x_1} и S_{x_2} — спектральные плотности частот [5].

При данном представлении сигналов $x_1(t)$ и $x_2(t)$ силы F_1 и F_2 , вызывающие виброперемещения на работающей линии, можно представить и в виде суммы случайной и детерминированной составляющих. Тогда спектральные плотности $S_{F_1}(\omega)$ и $S_{F_2}(\omega)$ согласно выражению (2) можно вычислить по выражениям:

$$S_{F_1}(\omega) = |W_{11}(\omega)|^2 c_1 + |W_{12}(\omega)|^2 c_2;$$

$$S_{F_2}(\omega) = |W_{22}(\omega)|^2 c_2 + |W_{21}(\omega)|^2 c_1.$$

Вычисления по формулам (8)—(10) показали, что влияние случайной составляющей на порядок меньше, чем влияние детерминированной составляющей, так как частоты близки к резонансным частотам исследуемой системы.

Результаты измерений на насосном агрегате действующей

Таблица 1

Результаты измерений на насосном агрегате

Частота γ , Гц	Агрегат с фундаментом		Нагнетающая магистраль		Всасывающая магистраль	
	Виброскорость, 10^{-5} м/с	Виброперемещение, 10^{-6} м	Виброскорость, 10^{-5} м/с	Виброперемещение, 10^{-6} м	Виброскорость, 10^{-5} м/с	Виброперемещение, 10^{-6} м
3,0	5	2,70	3,0	1,60	5	2,70
16,8	25	2,40	40,0	3,80	20	1,90
33,0	5	0,20	4,0	0,20	30	1,40
49,0	5	0,16	2,5	0,08	7	0,23

Результаты определения усилий и перемещений по найденным амплитудам вибраций

γ , Гц	x_1 , 10^6 м	x_2 , 10^6 м	F_1 , 10^{-2} Н	F_2 , 10^{-2} Н	P_1 , 10^{-2} Н	P_2 , 10^{-2} Н	n_1	n_2
3	1,60	2,70	1,18	13,30	0,69	7,84	0,59	0,59
16,8	3,80	2,40	3,81	7,38	1,63	8,50	0,43	1,15
33	0,20	0,20	0,21	3,37	0,09	1,00	0,43	0,29
49	0,08	0,16	0,41	6,50	0,04	1,07	0,09	0,16

станции приведены в табл. 1, дополнительно по амплитудам скорости рассчитаны амплитуды виброперемещений на соответствующих частотах.

Для численного расчета приняты следующие параметры конкретного участка трубопровода: $a = 4$ м; $c = 3$ м; $b = 2$ м; $d = 0,75$ м; $\delta = 15 \cdot 10^{-3}$ м; $E = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м². Масса задвижки с примыкающими к ней участками нагнетающей магистрали с учетом массы жидкости в трубе и массы фундамента составила $m_1 = 4 \cdot 10^3$ кг, а масса агрегата с примыкающими к нему участками трубопровода и фундамента — $m_2 = 48 \cdot 10^3$ кг.

Для глинистого твердого слоя имеем: $\rho = 2000$ кг/м³; $v_s = 150$ м/с; $r_1 = 0,24$ м; $r_2 = 1,6$ м. Тогда по формулам (3) и (4) находим: $c_1 = 43 \cdot 10^6$ Н·с/м; $b_1 = 43 \cdot 10^4$ Н/м; $c_2 = 288 \cdot 10^6$ Н·с/м; $b_2 = 195 \cdot 10^4$ Н/м.

По формулам (2), (5) и (6) определим коэффициенты перемещения и приведенные жесткости опор:

$$\begin{aligned} f_{11} &= 92 \cdot 10^{-10}; \\ f_{22} &= 62 \cdot 10^{-10}; \\ f_{12} &= 55 \cdot 10^{-10}; \\ c_{1m} &= 231 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; \\ c_{2m} &= 343 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; \\ c_{1n} &= 274 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; \\ c_{2n} &= 631 \cdot 10^6 \text{ Н/м}; \\ c_{12} &= 205 \cdot 10^6 \text{ Н/м}. \end{aligned}$$

Для проверки полученных передаточных функций составили обратные передаточные функ-

ции $W'_{ij}(p)$, связывающие входные воздействия (F_1 и F_2) и выходные (x_1 , x_2) параметры:

$$x_1 = W'_{11}(p)F_1 + W'_{12}(p)F_2;$$

$$x_2 = W'_{21}(p)F_1 + W'_{22}(p)F_2,$$

$$\text{где } p = \omega j; W'_{11} = \frac{f_{11} + f_3 \Delta_1}{\Delta};$$

$$W'_{22} = \frac{f_{22} + f_3 \Delta_2}{\Delta};$$

$$W'_{12} = W'_{21} = \frac{f_{12}}{\Delta};$$

$$\Delta_1 = m_1 p^2 + b_1 p + c_1;$$

$$\Delta_2 = m_2 p^2 + b_2 p + c_2;$$

$$\Delta = (f_{11} f_{22} - f_{12}^2) \Delta_1 \Delta_2 + f_{11} \Delta_1 + f_{22} \Delta_2 + 1.$$

Обратная тестовая задача — определение амплитуд перемещений по найденным амплитудам сил. Получены амплитуды, совпадающие с исходными данными прямой задачи по экспериментальным измерениям, что подтверждает правильность вычислений.

Динамические реакции опор для принятой схемы определяем по формулам: $P_1 = (c_1 + b_1 p)x_1$; $P_2 = (c_2 + b_2 p)x_2$.

Тогда эффективность системы вибрационной защиты оцениваем коэффициентами передачи усилия: $n_1 = \frac{|P_1|}{|F_1|}$ и $n_2 = \frac{|P_2|}{|F_2|}$.

Результаты приведены в табл. 2. Собственные частоты данной колебательной системы без учета демпфирования составили $\gamma_{01} = 15,4$ Гц, $\gamma_{02} = 43$ Гц. Наихудший коэффициент передачи для исследуемого агрегата

соответствует частоте $\gamma = 16,8$ Гц, а для задвижки — $\gamma = 3$ Гц.

В выполненных расчетах учитывали только вертикальную возбуждающую силу. При наличии горизонтальных воздействий следует устанавливать УПЭ по горизонтальной оси.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Болотин В. В. Теория распределения собственных частот упругих тел и ее применение к задачам случайных колебаний // Прикладная механика. Т. 8. 1972. Вып. 4. М.: Стройиздат. С. 3—29.
2. Бусленко Н. П. Моделирование сложных систем. М.: Наука, 1968. 355 с.
3. Фридман В. М. Об одном приближенном методе определения частот колебаний // Колебания в турбомашинах. М.: Изд-во АН СССР, 1956. 312 с.
4. Шубов И. Г. Шум и вибрация электрических машин. Л.: Энергия, 1974. 200 с.
5. Харкевич А. А. Спектры и анализ. М.: Физматнаука, 1962. 236 с.
6. Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах / А. Г. Гимадиев, А. Н. Крючков, В. В. Леншин и др. Самара: СТАУ, 1998. 270 с.
7. Снижение колебания и шума в пневмогидравлических системах / А. А. Иголкин, А. Н. Крючков, Г. М. Макарянц и др. Самара: СНЦ РАН, 2005. 314 с.
8. Прокофьев А. Б. Расчет собственных частот и форм колебаний трубопроводов с помощью программного комплекса ANSYS. Самара: СНЦ РАН, 2005. 270 с.
9. Вибрации в технике. Колебания машин, конструкций и их элементов. Т. 3 / Под ред. Ф. М. Диментберга, К. С. Колесникова. М.: Машиностроение, 1980. 187 с.
10. Чичинин И. С. Вибрационное излучение сейсмических волн. М.: 1984. 240 с.

В. И. КОРОТКИН, канд. техн. наук, Д. А. ГАЗЗАЕВ (НИИМ и ПМ им. И. И. Воровича Южного федерального университета, г. Ростов-на-Дону), e-mail: korotkin@math.rsu.ru

Приведенный объемный коэффициент формы зубьев в концентраторах зубчатых колес с зацеплением Новикова¹

Исследованы напряженные состояния зубьев колес передач Новикова. Определена необходимость учета напряженности зуба в околополюсной области. Получены зависимости для определения приведенного объемного коэффициента формы зуба. Даны рекомендации по проектированию исходных контуров упрочненных нешлифованных зубьев.

Ключевые слова: передача Новикова, изгибная напряженность, моделирование, исходный контур, концентраторы напряжений, приведенный объемный коэффициент формы зуба.

The stress states of teeth in Novikov's gear are investigated. The necessity of accounting of tooth stresses in polar zone is determined. The dependencies for calculation of reduced volume tooth form factor are obtained. The recommendations on designing of basic rack profiles of strengthened unpolished teeth are given.

Keywords: Novikov's gear, bending intensity, modeling, basic rack profile, stress concentrators, reduced volume tooth form factor.

Считается, что зубчатые передачи Новикова с двумя линиями зацепления обладают высокой контактной прочностью, что особенно важно при невысокой твердости зубьев, когда контактная прочность — лимитирующий показатель. Для зубьев передач Новикова, упрочненных химико-термической обработкой, контактная прочность остается высокой, обеспечивая определенный резерв нагрузочной способности, однако особое внимание следует уделять прочности зубьев на излом. Несмотря на то что по сравнению с эвольвентными аналогами испытания нитроцементованных передач Новикова показали положительные результаты по излому зубьев [1], дискуссии специалистов по данному вопросу продолжают. Объясняется это, по-видимому, отсутствием надежных методик расчета передач Новикова на изгибную прочность, в частности из-за боль-

шого числа исходных контуров, значительно отличающихся параметрами.

Из исследований в данном направлении заслуживает внимания работа [2], где изгибные напряжения зубьев Новикова оцениваются методом граничных конечных элементов (ГКЭ), однако практическое применение данного подхода выявило некоторую его условность. Прежде всего, не была напрямую решена контактная задача, т. е. при заранее неизвестных размерах и форме площадки контакта, на поверхности зуба принудительно помещали заданную площадку с дальнейшим итерированием процесса. Элементы разбиения располагались только на поверхности зуба и были простейшей линейной формы, при этом степень сгущения сетки в требуемых зонах ограничивалась возможностями ЭВМ. Поэтому не исследовались напряжения материала в глубине. И наконец, отсутствовали конкретные данные по изгибным напряжениям в околополюсном концентраторе, являющемся в ряде случаев опасной зоной. Все

это снизило объективность результатов и не позволило оценить и оптимизировать параметры исследуемых контуров.

Поэтому сделана попытка повысить достоверность результатов, получаемых методом ГКЭ.

Современные высокотвердые передачи Новикова базируются на исходных контурах (ИК) с выключенной из контакта околополюсной зоной вогнутой формы, которая располагается под активной головкой зуба и образует так называемый верхний концентратор (ВК), воспринимающий нагрузку вместе с нижним концентратором (НК), расположенным в области галтели и вогнутой активной ножки зуба. Предпочтительные параметры ИК обеспечивают примерно одинаковую изгибную напряженность в обоих концентраторах в широком диапазоне чисел зубьев и смещений исходной рейки при нарезании.

За все время существования зацепления Новикова создано большое число ИК, в том числе с двумя концентраторами. Предварительный анализ показал, что можно выделить два характерных принципиально отличных друг от друга ИК: Дон-63 [3] и ИК по ГОСТ 30224—96 [4]. Используем их для детального рассмотрения особенностей напряженности НК и ВК передачи Новикова и поиска пути рационализации параметров ИК.

Изгибное напряжение целесообразно представить как произведение четырех показателей [5]:

1) приведенного коэффициента, учитывающего форму зуба и зависящего от ИК, эквивалентного числа z_v , зубьев зубчатого колеса и коэффициента x смещения ИК при зубонарезании;

2) коэффициента, учитывающего распределение заданной нагрузки по площадке контакта;

3) показателя, характеризующего неравномерность распределения нагрузки и напряжений

¹ Работа выполнена при частичной финансовой поддержке РФФИ, грант 13-08-00386.

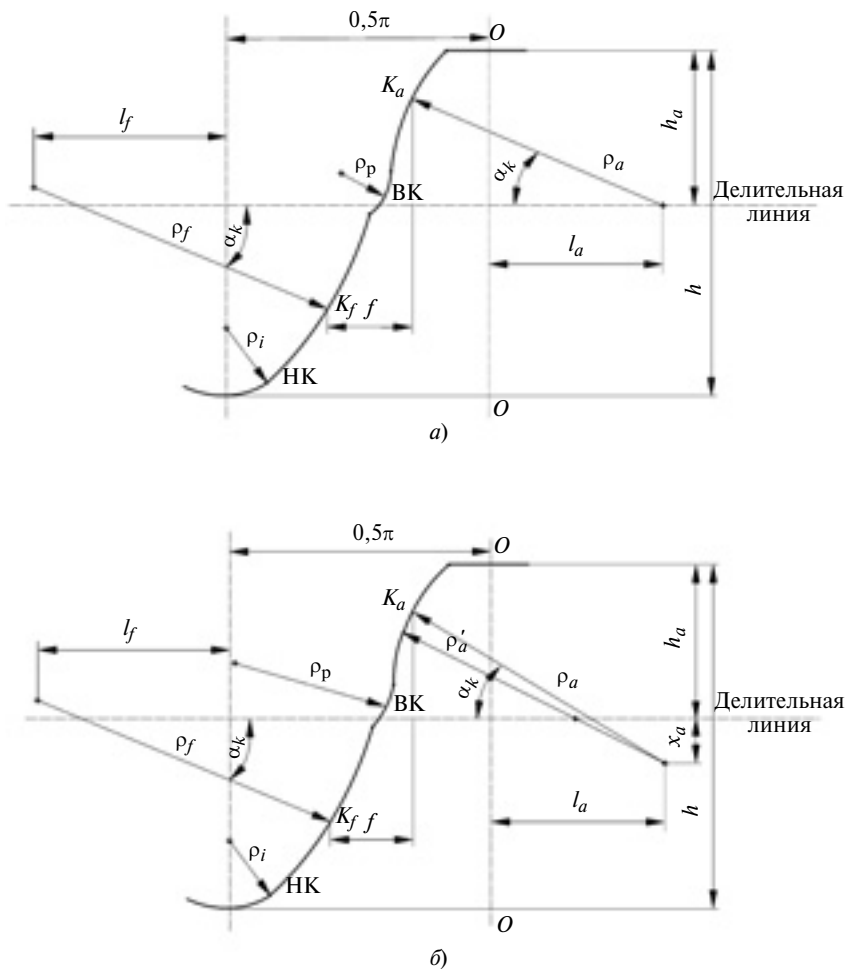


Рис. 1. Исходные контуры Дон-63 (а) и по ГОСТ 30224—96 (б) высокотвердых зубьев с двумя концентраторами напряжений

по площадкам контакта с учетом близости торцов в многопарном зацеплении, а также технологических погрешностей изготовления зубчатых колес и податливостей деталей привода;

4) показателя изгибной напряженности.

Второй и третий показатели определяют решением пространственной контактной задачи.

В настоящей статье рассматриваем первый этап — определение коэффициента формы зуба.

Объемный коэффициент Y_V формы зуба — безразмерная величина изгибного напряжения от единичной окружной сосредоточенной силы F_t , приложенной в расчетной точке профиля бесконечно длинного зуба единичного модуля m . Реально действующее напряжение прямо пропорционально единичному: $\sigma = Y\lambda$, где $\lambda = F_t/m^2$ — показатель изгибной напряженности.

На рис. 1 показаны параметры ИК Дон-63 и по ГОСТ 30224—96,

в табл. 1 приведены их относительные значения (в долях модуля). Параметр f характеризует сдвиг активных участков головки и ножки зуба ИК относительно оси симметрии OO :

$$f = 0,5\pi - (\rho_a + \rho_f)\cos\alpha_k + l_a + l_f.$$

Круговые участки сложного профиля зуба ИК можно описать параметрическими уравнениями с координатами ϑ (текущий угол профиля) и φ (угол обкатки) [6].

При работе передачи имеют место колебания межосевого расстояния, что вызывает сдвиг площадки контакта как в сторону вершины зуба, так и в сторону околополюсного участка. За среднее положение точки приложения сосредоточенной нормальной силы F_n принята точка K_a теоретического контакта на головке зуба, координаты которой определяются при $\vartheta = \alpha_k$:

$$x = A\sin\varphi - B\cos\varphi;$$

$$y = A\cos\varphi + B\sin\varphi - 0,5z_v,$$

где

$$A = \rho_a\sin\alpha_k + (x - x_a) + 0,5z_v;$$

$$B = \rho_a\cos\alpha_k + (x - x_a)\operatorname{ctg}\alpha_k;$$

$$\varphi = 2[(x - x_a)\operatorname{ctg}\alpha_k + l_a]/z_v.$$

Косозубое зубчатое колесо заменим эквивалентным прямозубым колесом с приведенным числом z_v зубьев. Угол наклона линии действия нормальной силы F_n к оси симметрии головки зуба зубчатого колеса равен $\pi/2 - \theta$, где $\theta = \alpha_k + 2[l_a + (x - x_a) \times \operatorname{ctg}\alpha_k]/z_v$.

Таблица 1

Относительные значения параметров ИК

ИК	ρ_a	ρ'_a	ρ_f	ρ_p	ρ_i	α_k	x_a	l_a	l_f	h_a	h	f
Дон-63	1,5	—	1,85	0,5	0,45	25°	0	0,8029	1,0786	1	2,19462	0,41617
По ГОСТ 30224—96	1,38	0,84611	1,66	0,85	0,36482	35°	0,2	0,64	0,81936	0,875	1,88228	0,53993

Проекции действующего усилия определяются выражениями:

$$F_x = F_f \cos \theta / \cos \alpha_k;$$

$$F_y = -F_f \sin \theta / \cos \alpha_k.$$

Диапазон от x_{\min} до x_{\max} выбран из условия отсутствия подрезания профиля активных головок зубьев (табл. 2).

Задача определения коэффициентов формы зуба для НК и ВК решали как симметричную задачу (плоскость симметрии перпендикулярна линии зуба) моделированием в среде ANSYS версии 11,0, для чего была разработана программа на языке APDL. Для повышения точности вблизи НК, ВК и около точки K_a конечно-элементную сетку задавали меньшего размера. Для разбиения модели использовали двадцатиузловые пространственные конечные элементы SOLID95. Параметры заделки зуба, компенсирующей отброшенную часть обода колеса, использовали те же, что и при исследовании эвольвентных зубчатых колес [7], так как они были отработаны при тестировании задачи определения коэффициента Y_{FS} плоского изгиба сопоставлением с результатами работы [8]. Вычисления выполняли в кластере типа T-Edge-8.

На рис. 2 представлен зуб колеса Новикова, нагруженный сосредоточенной силой $F_n = F_f / \cos \alpha_k$; показаны эпюры растягивающих напряжений $Y_{V1,2}$ от изгиба зуба (далее изгибные напряжения), действующих в направлении касательных к профилю зуба и достигающих максимума в точках d_1 (НК) и d_2 (ВК), а также половинные эпюры распределения

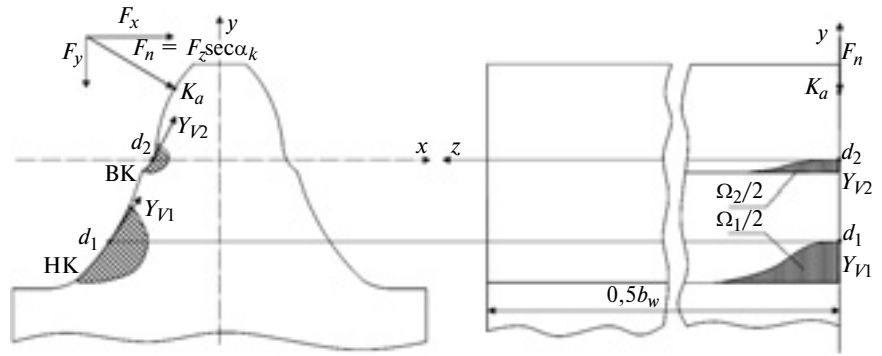


Рис. 2. Зуб колеса под действием сосредоточенной силы F_n

напряжений $Y_{V1,2}$ вдоль длины зуба, площадь которых равна $\Omega/2$.

Моделированием были получены значения объемных коэффициентов Y_V формы зуба для НК и ВК при значениях $z_v = 9; 12; 18; 40; 100$ и $x = -0,6; -0,5; -0,4; -0,3; -0,2; -0,1; 0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6$. Значения Y_V получены на основе принципа инвариантности как сумма напряжений Y_x и Y_y [7]. Корректность моделирования подтверждена теоретически [2] равенством напряжения Y_{FS} при плоском изгибе площади Ω эпюры распределения напряжения Y_V вдоль длины зуба, т. е. $Y_{FS} = \Omega$.

Зависимости изменения напряжений Y_V вдоль профиля и по длине зуба, полученные моделированием при $x = 0$, показаны на рис. 3 (ИК Дон-63) и рис. 4 (ИК по ГОСТ 30224–96). Здесь t — длина дуги НК от нижней точки профиля зуба; l — длина линии распределения максимального напряжения $Y_{V\max}$ вдоль зуба от сечения, в котором действует сила.

Анализ показал, что с увеличением числа зубьев колеса для

обоих ИК изгибное напряжение в НК снижается, а в ВК возрастает, оставаясь при этом ниже, чем напряжение в НК. Это же наблюдается и при $x \neq 0$.

Для определения опасных зон (высокая вероятность излома) необходимо знать допустимое напряжение. В работе [9] показано, что при сложном напряженном состоянии можно воспользоваться допустимым напряжением изгиба для линейного контакта, установленного, в частности, для эвольвентных зубьев [10], если левую (действующее напряжение) и правую (допускаемое напряжение) части условия прочности выразить через эффективные (эквивалентные) напряжения в соответствии с энергетической теорией прочности. Получим приведенный объемный коэффициент Y_{VE} формы зуба, который и определяет действительную изгибную напряженность зуба в НК и ВК:

$$Y_{VE} = \varphi_F Y_V, \quad (1)$$

где $\varphi_F = Y_{V3} / (Y_V \sqrt{1 - \mu + \mu^2})$ [7]; Y_{V3} — единичное эффективное

Диапазон значений коэффициента x смещения исходной рейки при нарезании зубьев зубчатых колес

ИК	z_v				
	9	12	18	40	100
Дон-63	-0,274±0,074	-0,291±0,083	-0,321±0,112	-0,407±0,198	-0,565±0,357
По ГОСТ 30224–96	-0,374±0,144	-0,406±0,177	-0,457±0,228	-0,619±0,388	-0,895±0,664

Таблица 2

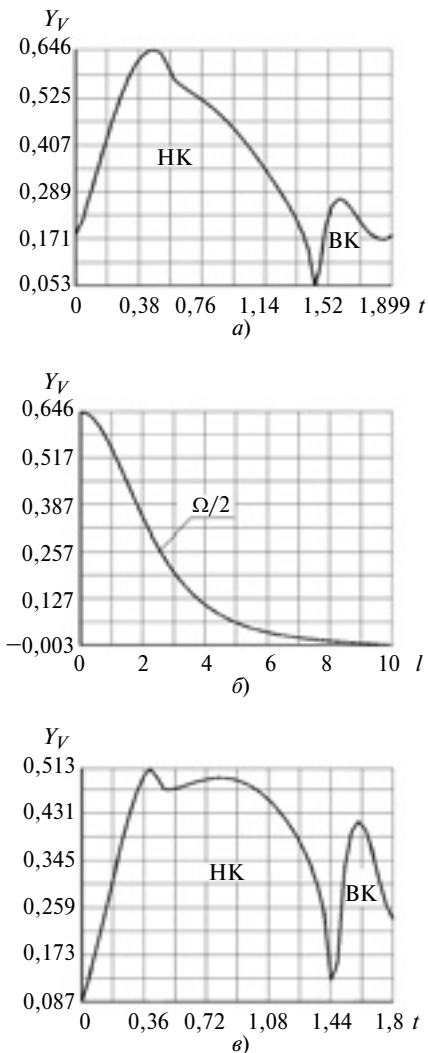


Рис. 3. Зависимости изменения напряжений изгиба зубьев для зубчатого колеса с ИК Дон-63 при $x = 0$ по профилю зуба при $z_v = 15$ (для НК: $\phi_F = 1,066$, $Y_{VE} = 0,689$; для ВК: $\phi_F = 2,283$, $Y_{VE} = 0,619$) (а), по длине зуба при $z_v = 15$ (по НК) (б) и по профилю зуба при $z_v = 60$ (для НК: $\phi_F = 1,068$, $Y_{VE} = 0,547$; для ВК: $\phi_F = 1,686$, $Y_{VE} = 0,702$) (в)

напряжение; μ — коэффициент Пуассона.

Зависимости Y_V , полученные моделированием, для ВК имеют более низкие значения, чем для НК. Однако приведенные напряжения, полученные в соответствии с выражением (1), показывают обратное. Так, с увеличением числа зубьев приведенная напряженность в ВК достигает значений, примерно равных значениям в НК для передач с ИК по ГОСТ 30224—96 (рис. 5, а), и пре-

вышает значения в НК для передач с ИК Дон-63 (рис. 5, б), что указывает на большую вероятность возникновения излома. Это объясняется появлением в ВК значительных отрицательных напряжений по длине зуба, вызывающих повышение эффективных напряжений. Поэтому нельзя не учитывать напряженность ВК.

Сравнение передачи с ИК Дон-63 и по ГОСТ 30224—96 по максимальным приведенным напряжениям ($Y_{VE})_{max}$, показало, что ИК по ГОСТ 30224—96 обеспечивает более благоприятную изгибную напряженность (рис. 6), а значения его параметров близки к оптимальным.

Исследования различных ИК позволили разработать следующие рекомендации для передач с нешлифованными зубьями (см. рис. 1):

1) для снижения изгибной напряженности в НК сдвиг f активных профилей должен составлять

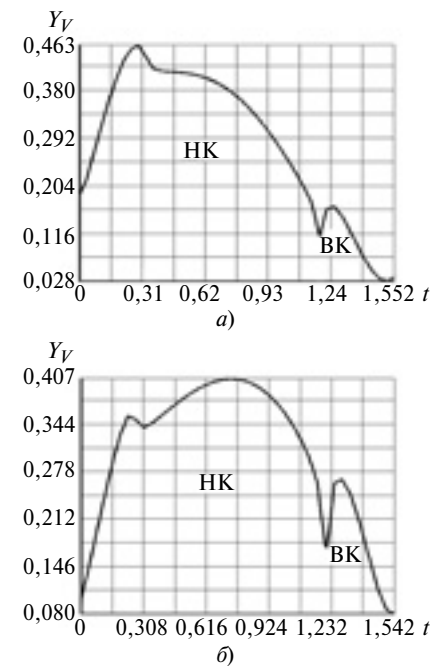


Рис. 4. Зависимости изменения напряжений изгиба зубьев для зубчатого колеса с ИК по ГОСТ 30224—96 при $x = 0$ по профилю зуба при $z_v = 15$ (для НК: $\phi_F = 1,080$, $Y_{VE} = 0,500$; для ВК: $\phi_F = 2,711$, $Y_{VE} = 0,448$) (а) и при $z_v = 60$ (для НК: $\phi_F = 1,174$, $Y_{VE} = 0,478$; для ВК: $\phi_F = 1,855$, $Y_{VE} = 0,495$) (б)

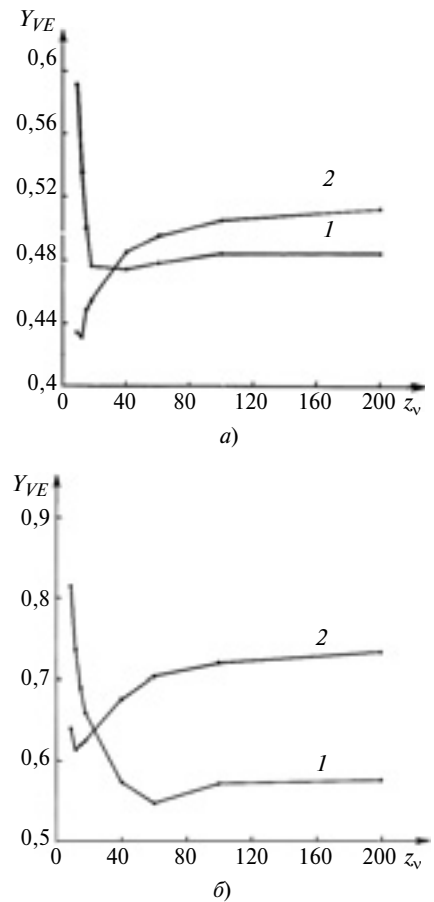


Рис. 5. Зависимости изменения коэффициента Y_{VE} по НК (1) и ВК (2) при $x = 0$ для зубьев с ИК по ГОСТ 30224—96 (а) и Дон-63 (б)

не менее $0,5 \div 0,6$; а радиус ρ_i галтели — не менее $0,32$;

2) для снижения изгибной напряженности в ВК радиус ρ_p в ВК должен быть не менее $0,7$;

3) выполнение первых двух условий возможно при назначении сдвига x_a центра радиуса ρ_a ниже делительной линии на $0,1 \div 0,2$; радиус ρ_a должен находиться в диапазоне $1,35 \div 1,45$, а угол α_k в теоретической точке K контакта — $32 \div 35^\circ$;

4) положительным фактором для снижения изгибной напряженности и увеличения масляного кармана в области ВК является создание небольшого дополнительного выпуклого участка радиуса ρ'_a ;

5) для обеспечения высокой контактной прочности зубьев и снижения чувствительности зуб-

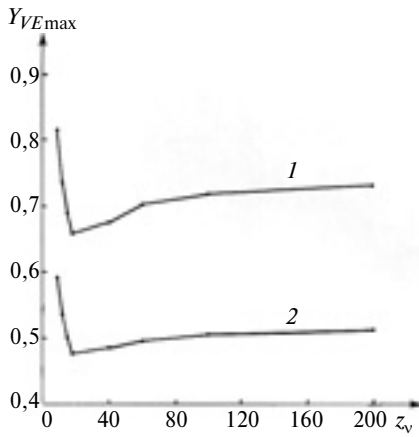


Рис. 6. Зависимости изменения коэффициента Y_{VEmax} от z_v при $x = 0$ для зубьев с ИК Дон-63 (1) и по ГОСТ 30224—96 (2)

чатой передачи к колебаниям межосевого расстояния высота h_a головки зуба должна составлять $0,8 \div 0,9$, а разность радиусов ρ_f (вогнутой активной ножки) и ρ_a (выпуклой активной головки) $\Delta\rho = 0,35 \div 0,38$ для модулей m от 2,5 до 4 мм, при этом разность $\Delta\rho$ уменьшается при увеличении модуля.

Данные рекомендации направлены на проектирование ИК с оптимальными параметрами, т. е. обеспечение достаточной изгибной прочности и равнопрочности НК и ВК.

Зависимости Y_{VEmax} от z_v на рис. 6 при $z > 18$ меняют направление. С учетом этого для инженерных расчетов предложены следующие аппроксимирующие зависимости максимальных (из НК и ВК) приведенных объемных коэффициентов формы зуба (точность аппроксимации 3 %).

Для зубьев с ИК Дон-63:

в диапазоне смещений $-0,6 \leq x \leq 0$:

$$Y_{VE} = 1,59z_v^{-0,307} + 20,56|x|^{1,203}z_v^{-1,293} \quad \text{при } z_v \leq 18; \quad (2)$$

$$Y_{VE} = 0,58z_v^{0,044} + 135|x|^{1,203}z_v^{-2} \quad \text{при } z_v \geq 18; \quad (3)$$

в диапазоне смещений $0 \leq x \leq 0,4$:

$$Y_{VE} = 1,59z_v^{-0,307} - 13x^{1,04}z_v^{-1,5} \quad \text{при } z_v \leq 18; \quad (4)$$

$$Y_{VE} = 0,58z_v^{0,044} + 0,018x^{0,66} \quad \text{при } z_v \geq 18. \quad (5)$$

Для зубьев с ИК по ГОСТ 30224—96:

в диапазоне смещений $-0,6 \leq x \leq 0$:

$$Y_{VE} = 1,17z_v^{-0,312} + 17,5|x|^{1,268}z_v^{-1,262} \quad \text{при } z_v \leq 18; \quad (6)$$

$$Y_{VE} = 0,436z_v^{0,03} + 37,7|x|^{1,268}z_v^{-1,522} \quad \text{при } z_v \geq 18; \quad (7)$$

в диапазоне смещений $0 \leq x \leq 0,6$:

$$Y_{VE} = 1,17z_v^{-0,312} - 29x^{0,766}z_v^{-2,07} \quad \text{при } z_v \leq 18; \quad (8)$$

$$Y_{VE} = 0,436z_v^{0,03} + 0,024x^{1,387} \quad \text{при } z_v \geq 18. \quad (9)$$

Таким образом, моделирование напряженного состояния зубьев колес передач Новикова, выполненных на базе исходных контуров с двумя концентраторами напряжений, показало, что при оценке изгибной прочности следует учитывать напряженность не только нижнего концентратора (в области галтели и активной ножки зуба), но и верхнего (в области полюса).

Получены зависимости (2)—(9) для определения максимального на профиле приведенного объемного коэффициента Y_{VE} формы зуба, который характеризует изгибную напряженность зуба.

Разработаны рекомендации по оптимизации параметров ИК для нешлифованных зубьев, обеспечивающих достаточную их из-

гибную прочность при примерно равной прочности обоих концентраторов напряжений.

Установлено, что параметры ИК по ГОСТ 30224—96 близки к оптимальным значениям.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Веретенников В. Я., Короткин В. И., Болдырева Л. Г. Исследование нитроцементованных цилиндрических зубчатых передач Новикова для редукторов общего назначения // Вестник машиностроения. 1984. № 6. С. 21—23.
2. Яковлев А. С. К определению напряжений изгиба в зубьях цилиндрических передач методом граничных конечных элементов // Машиноведение. 1982. № 2. С. 89—94.
3. Росливер Е. Г. Прочность и жесткость зубьев передач с зацеплением М. Л. Новикова: Прочность корпусов судов и надежность деталей машин // Тр. ГИИВТа. Вып. 138. Горький: 1975. ГИИВТ, С. 50—96.
4. ГОСТ 30224—96. Передачи зубчатые Новикова цилиндрические с твердостью поверхности зубьев не менее 35 HRC₅. Исходный контур. Межгосударственный стандарт. Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1997. 5 с.
5. Короткин В. И., Онишков Н. П., Харитонов Ю. Д. Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. М.: Машиностроение-1, 2007. 384 с.
6. Короткин В. И., Газзаев Д. А. Влияние формы зуба колеса зубчатой передачи Новикова на изгибные напряжения в концентраторах // Техника машиностроения. 2013. № 1. С. 13—23.
7. Короткин В. И. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи с локальным контактом зубьев повышенной нагрузочной способности. Ростов-н/Д: Изд-во ЮФУ. 2013. 100 с.
8. Устиненко В. Л. Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес. М.: Машиностроение, 1972. 92 с.
9. Яковлев А. С. К оценке напряженности материала зубьев передач с зацеплением Новикова // Изв. вузов. Машиностроение. 1985. № 6. С. 13—16.
10. ГОСТ 21354—87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1988. 125 с.

Особенности планетарных механизмов с двумя центральными колесами и сдвоенным сателлитом

Доказана закономерность неравномерности передаточного отношения планетарных механизмов с двумя центральными зубчатыми колесами и сдвоенным сателлитом.

Ключевые слова: планетарный механизм, сдвоенный сателлит, передаточное отношение, неравномерность.

The regularity of gear ratio nonuniformity in planetary mechanisms with two central gear wheels and double planet pinion is convinced.

Keywords: planetary gear, double planet pinion, gear ratio, nonuniformity.

Рассмотрим кинематику планетарных механизмов с двумя центральными зубчатыми колесами и сдвоенным сателлитом (рис. 1, а—г) и, в частности, несоответствие вращающих моментов, измеренных при зацеплении зубьев в точках *a* и *c* (рис. 2, а, б) зубчатых колес 2 и 3 сдвоенного сателлита.

Типовые схемы рассматриваемых планетарных механизмов обеспечивают положительные и отрицательные передаточные отношения. Передаточное отношение $i_{B-1}^{(4)}$ от водила *B* к ведомому центральному колесу 1 относительно неподвижного центрального колеса 4, определяется формулой

$$i_{B-1}^{(4)} = \frac{1}{1 - \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}}, \quad (1)$$

где $z_1 \div z_4$ — числа зубьев зубчатых колес 1—4.

В схемах на рис. 1, а—г зубчатые колеса 2 и 3 жестко связаны между собой, образуя сдвоенный

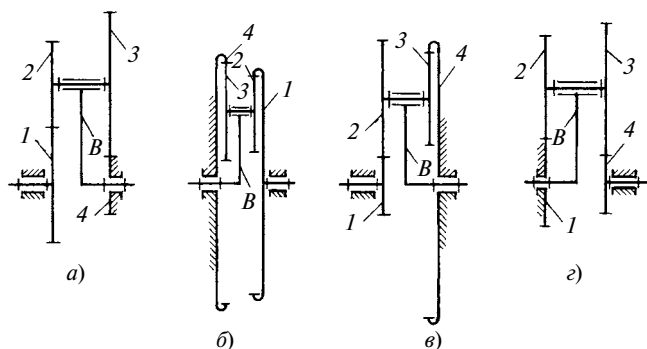


Рис. 1. Типовые схемы планетарных механизмов с двумя центральными зубчатыми колесами и сдвоенным сателлитом

сателлит (см. рис. 2, а, б) планетарного механизма. На центральных колесах 1 и 4 могут быть выполнены зубья как внешнего (см. рис. 1, а, г), так и внутреннего (см. рис. 1, б) зацепления.

Заметим, что чем меньше разность чисел зубьев колес: 1 и 2, 2 и 3, 3 и 4 (см. рис. 1, а), тем больше передаточное отношение планетарного механизма. При числах зубьев $z_1 = 100, z_2 = 101, z_3 = 100, z_4 = 99$ получим отрицательное передаточное отношение $i_{B-1}^{(4)} = -9,999$, а при $z_1 = 101, z_2 = 100, z_3 = 99, z_4 = 100$ — положительное передаточное отношение $i_{B-1}^{(4)} = 10\,000$.

Планетарные механизмы, выполненные по схеме на рис. 1, в, имеют небольшие передаточные отношения и высокий КПД: при передаточном отношении $i = 10$ их КПД составляет 97—98 % [1].

Планетарные механизмы, выполненные по схемам на рис. 1, а и б отличаются высокими кинематическими возможностями и низким КПД: при передаточном отношении $i = 10\,000$ их КПД составляет 0,001 % [1].

Определение КПД планетарных механизмов связано со значительными трудностями. Для решения этой задачи предложен ряд приближенных способов [2], применение которых ограничено.

Исследователи планетарных механизмов отмечают [1], что "при очень больших значениях передаточных отношений значительно больше проявляется влияние неточности изготовления и сборки на постоянство передаточного отношения в пределах оборота", т. е. реально существующая закономерность — неравномерность передаточного отношения в пределах одного оборота ведомого вала, объясняется неточностью изготовления и сборки планетарных механизмов. Однако, по мнению автора статьи, отклонение действительного передаточного отношения, а следовательно, и вращающего момента от расчетных значений в пределах оборота ведомого вала планетарного механизма имеет другую причину.

Заметим, что сдвоенный сателлит (см. рис. 2, а, б) характеризуется модулем m , числами z_2 и z_3 зубьев колес 2 и 3 и расположением зубьев одного колеса относительно зубьев другого колеса.

Допустим, что число зубьев колеса 2 меньше на один зуб числа зубьев колеса 3 (см. рис. 2, а), тогда на торцевой плоскости сдвоенного сателлита можно найти зуб *a* на колесе 2 и зуб *b* на колесе 3, оси

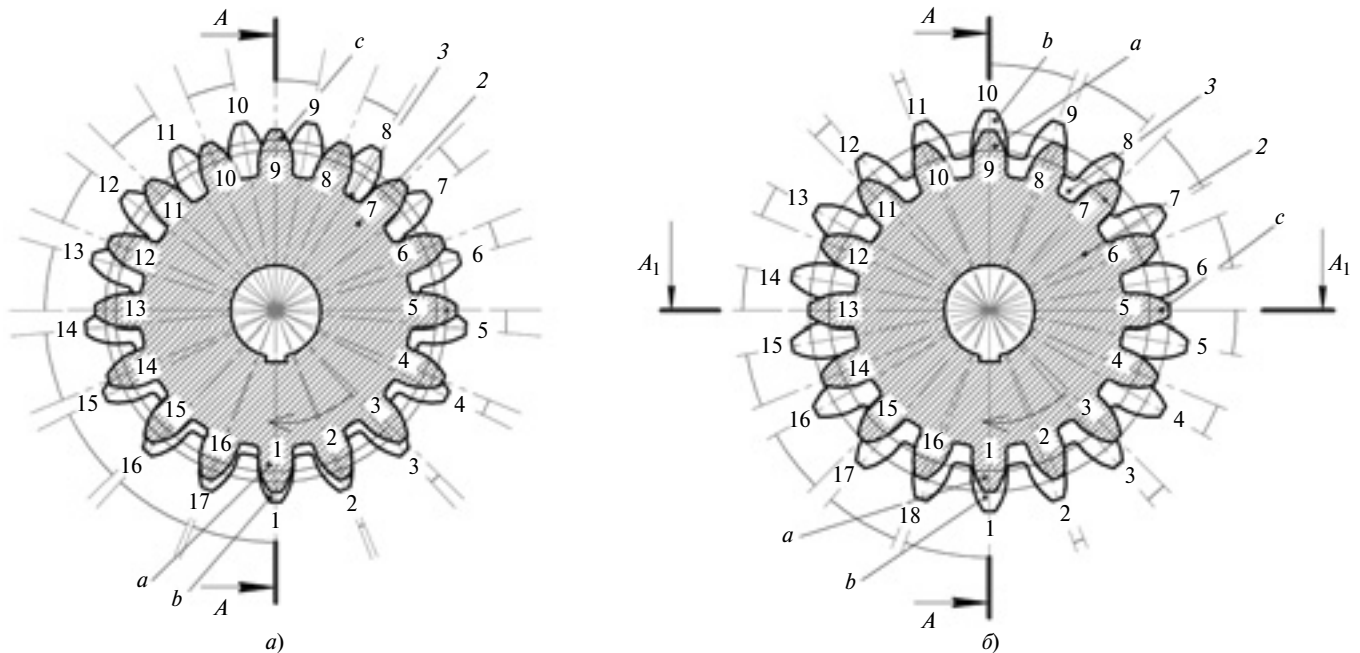


Рис. 2. Сдвоенные сателлиты с $m = 4$ мм, $z_2 = 16$, $z_3 = 17$ (а) и 18 (б) и диаметрами: колесо 2 (а, б) — $d_a = 72$ мм, $d_w = 64$ мм, $d_f = 54$ мм; колесо 3 (а) — $d_a = 76$ мм, $d_w = 68$ мм, $d_f = 58$ мм; колесо 3 (б) — $d_a = 80$ мм, $d_w = 72$ мм, $d_f = 62$ мм

симметрии которых принадлежат диаметральной прямой $A-A$, и можно найти зуб c на колесе 2, ось симметрии которого совпадает с осью симметрии впадины между зубьями на колесе 3.

Если же число зубьев колеса 2 меньше на два зуба числа зубьев колеса 3 (см. рис. 2, б), то на торцевой плоскости сдвоенного сателлита можно найти два зуба a на колесе 2 и два зуба b на колесе 3, оси симметрии которых принадлежат диаметральной прямой $A-A$, и два зуба c на колесе 2, оси симметрии которых принадлежат диаметральной прямой A_1-A_1 и совпадают с осями симметрии впадин между зубьями на колесе 3.

Сдвоенный сателлит может обкатываться по колесам 1 и 4 (см. рис. 1, а—г), если одно из них будет неподвижным, а другое — подвижным.

Рассмотрим два возможных случая обкатки сдвоенного сателлита по зубчатым колесам:

1) колеса 2 и 3 сдвоенного сателлита (см. рис. 2, а) обкатываются соответственно по подвижному колесу 1 и неподвижному колесу 4 (см. рис. 1, а), причем подвижное колесо за один полный оборот сдвоенного сателлита поворачивается вправо на некоторый угол вокруг своей оси вращения. В этом случае точка, жестко связанная с начальной (поллоидной) окружностью колеса 3, описывает нормальную эпициклоиду, а точка, связанная с начальной (поллоидной) окружностью колеса 2, — укороченную эпициклоиду, вследствие чего вращение ведомого колеса 1 вокруг своей оси неравномерно;

2) колеса 2 и 3 сдвоенного сателлита (см. рис. 2, б) обкатываются соответственно по неподвижному колесу 1 и подвижному колесу 4 (см. рис. 1, г), причем подвижное колесо 4 за один полный оборот сдвоенного сателлита поворачивается влево на некоторый угол вокруг своей оси вращения. В этом случае точка, жестко связанная с начальной (поллоидной) окружностью колеса 2, описывает нормальную эпициклоиду, а точка, связанная с начальной (поллоидной) окружностью колеса 3, — удлиненную эпициклоиду, вследствие чего вращение ведомого колеса 4 вокруг своей оси неравномерно.

Выводы

1. Планетарный механизм с двумя центральными зубчатыми колесами и сдвоенным сателлитом не имеет постоянного передаточного отношения в пределах оборота сдвоенного сателлита.

2. При равномерном вращательном движении одного зубчатого колеса сдвоенного сателлита по неподвижному центральному колесу, другое зубчатое колесо сателлита передает вращательное движение подвижному колесу, что приводит к неравномерному вращательному движению ведомого колеса вокруг своей оси.

Библиографические ссылки

1. Гавриленко В. А. Теория механизмов. М.: Высшая школа, 1973. 509 с.
2. Баранов Г. Г. Курс теории механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1967. 508 с.

Селективные захваты промышленных роботов

Рассмотрены вакуумные, струйные и магнитные селективные захваты промышленных роботов, позволяющие осуществлять подачу и сортировку деталей без предварительной их ориентации относительно заданной системы координат.

Ключевые слова: промышленный робот, селективный захват, сортировка деталей.

The vacuum, jet and magnetic selective grips of industrial robots, which allow performing part feed and sorting without their preliminary orientation relatively to the selected coordinate system, are considered.

Keywords: industrial robot, selective grip, part sorting.

Сортировка объектов на два потока — один из способов активной ориентации предметов обработки и сборки, осуществляемой в основном в непрерывном режиме, т. е. при их перемещении. В производстве системы сортировки используют для одновременного питания двух технологических машин от одного загрузочного устройства, а также для отбраковки из транспортного потока дефектных объектов. При этом на рабочую позицию машины подаются два одинаковых объекта, расположенных зеркально. В системах сортировки механизмы переориентации объектов чаще всего отсутствуют.

Рассмотрим некоторые принципиальные схемы систем сортировки объектов на два потока с помощью селективных захватов промышленных роботов (ПР).

Вакуумные захваты

В производстве изделий микроэлектроники используют высокопроизводительную систему групповой сортировки деталей (полупроводниковых кристаллов), которая функционирует в статическом режиме. Эта система состоит из двух одинаковых вакуумных захватов 1 со вставками 3 из пористого материала (рис. 1). Детали 2 размещают в один слой на пористой вставке нижнего захвата, в пневмокамере которого создают необходимое разрежение. Детали располагают на поверхности захвата и на большей, и на меньшей опорных плоскостях примерно с равной вероятностью. Затем сверху опускают второй вакуумный захват, который после соприкосновения с деталями поднимают вверх с захваченными объектами, обращенными к нему большей опорной плоскостью.

Остальные объекты надежно удерживаются на поверхности нижнего захвата. Таким образом, происходит практически мгновенное разделение большей партии деталей (до 100 и более штук) на две

группы с ориентацией их по плоскости. Манипулятор ПР перемещает захваты с деталями на технологическую операцию (например, на операцию укладки деталей в гнезда кассеты).

Важной особенностью вакуумного захвата с пористой вставкой является его способность надежно удерживать как максимальное (полная партия), так и минимальное (одна штука) число деталей.

Условие нормальной работы системы групповой сортировки $F_1 > G > F_2$, где $F_1 = \Delta p S_1$ — сила, действующая на деталь, обращенную к захвату большей плоскостью (площадь S_1); $F_2 = \Delta p S_2$ — сила, действующая на деталь, обращенную к захвату меньшей плоскостью ($S_2 < S_1$); $\Delta p = p_a - p_i$ — разность атмосферного давления p_a и давления p_i внутри камеры захвата; G — вес детали.

Перепад давлений должен удовлетворять условию $\frac{G}{S_2} > \Delta p > \frac{G}{S_1}$.

Применительно к динамическим системам с непрерывным режимом работы рассмотрим процесс

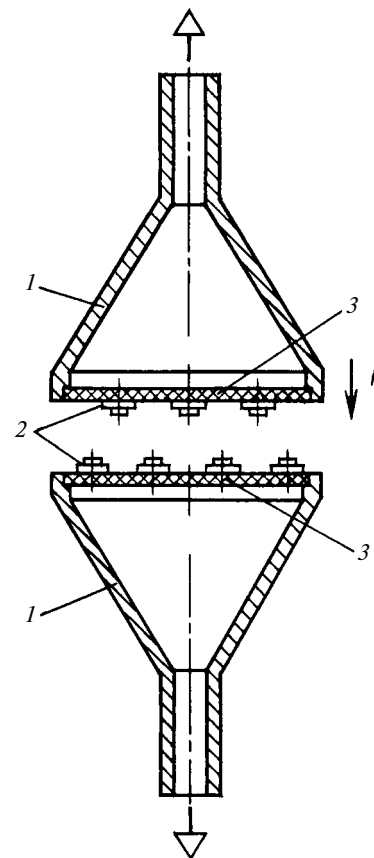


Рис. 1. Схема групповой сортировки деталей с помощью вакуумных захватов с пористыми вставками

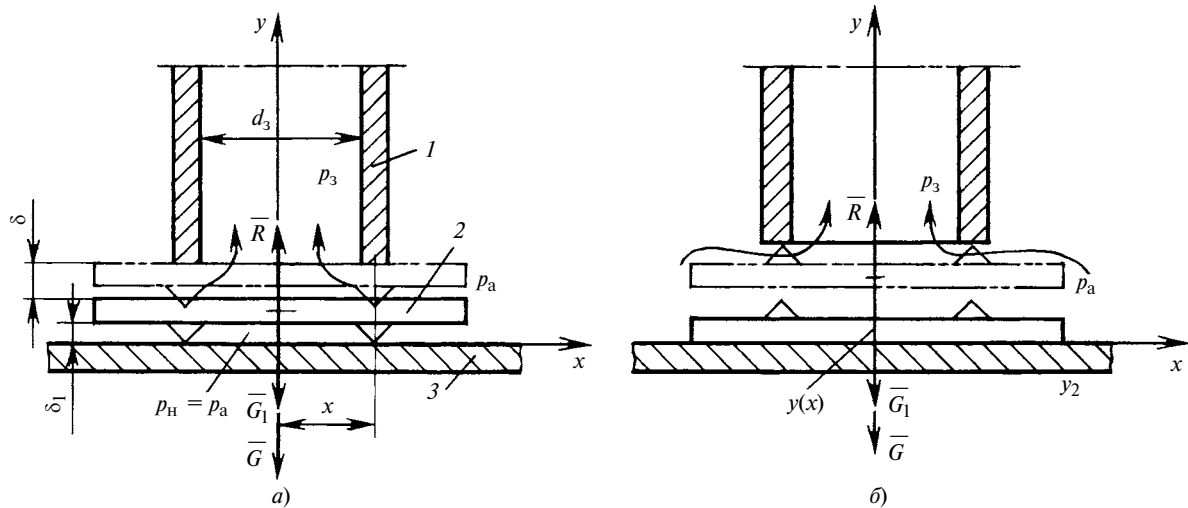


Рис. 2. Схемы для определения основных параметров системы сортировки движущихся деталей с помощью вакуумного захвата: *a* — захват детали в положении пуклями вниз; *б* — незахват детали в положении пуклями вверх; *1* — вакуумный захват; *2* — деталь; *3* — лента транспортера

сортировки движущихся деталей типа тонкой прямоугольной пластинки с четырьмя односторонними микровыступами (пуклями) высотой $\delta_1 = 0,1$ мм и диаметром $0,15$ мм.

Допустим пластины *2*, находящиеся на ленте транспортера *3*, движутся вместе с ней горизонтально с постоянной скоростью v_d под вертикальным вакуумным захватом *1*, причем зазор между торцом захвата и верхней плоскостью пластины равен δ (рис. 2). Если пластина расположена на транспортере пуклями вниз, она присасывается к захвату (рис. 2, *a*) и манипулятор ПР переносит ее в параллельный поток деталей. В противном случае пластина не присасывается к захвату из-за зазора δ_1 (рис. 2, *б*). Эти пластины образуют основной транспортный поток.

Методика расчета основных параметров системы, обеспечивающих ее нормальную работу: необходимой присасывающей силы R , давления p_3 в канале захвата, зазора δ и предельно допустимой скорости v_d детали, — приведена в работе [2].

Условие отрыва пластины от транспортера $R - G - G_1 > 0$, где $R = R_H - R_B$ (R_H, R_B — силы давления воздуха на пластину соответственно снизу и сверху); G — сила тяжести детали; G_1 — сила, обусловленная изменением направления на $\pi/2$ количества движения воздуха $m_3 v_3$ (m_3 — масса; v_3 — скорость воздуха) при входе в захват.

$$\text{Так как } m_3 = \rho Q_3 \text{ и } v_3 = \frac{4 Q_3}{\pi d_3^2}, \text{ то } G_1 = \frac{4 \rho Q_3^2}{\pi d_3^2}, \text{ где}$$

Q_3 — расход воздуха, втекающего в захват; d_3 — внутренний диаметр захвата.

Расчеты показали, что при увеличении зазора δ с $0,1$ до 1 мм предельно допустимая скорость v_d движения детали уменьшается с $0,51$ до $0,174$ м/с.

Эксперименты по захвату движущихся с различной скоростью деталей проводили с вакуумными захватами двух типов: закрытым (с пористой вставкой) и открытым (без вставки). Установлено, что закрытый захват позволяет сортировать детали с микровыступами высотой $0,06 < \delta_1 < 0,15$ мм, а открытый захват — с $\delta_1 > 0,5$ мм. Для закрытого захвата максимальный зазор $\delta = 0,46$ мм, для открытого — $\delta = 3,2$ мм. Соответственно максимальные скорости деталей под захватами: $v_{d,z} = 0,19$ м/с и $v_{d,o} = 0,56$ м/с. При увеличении зазора в 10 раз допустимая скорость движения деталей уменьшается приблизительно в 3 раза. Использование вакуумного захвата с пористой вставкой позволяет на порядок повысить чувствительность системы сортировки при таком же уменьшении зазора.

Другие принципиальные схемы сортировки деталей с помощью вакуумных захватов показаны на рис. 3.

Детали *2* с глухим углублением *3* успешно сортируют с помощью щелевидного вакуумного захвата *1* при условии, что ширина S_3 захвата меньше ширины S_y углубления (см. рис. 3, *a, б*). Если в позиции сортировки под захватом окажется углубление *3* (см. рис. 3, *a*), то деталь не будет захвачена из-за подсоса воздуха при неполном перекрытии углубления захватом. При наличии в детали сквозного отверстия выполнение условия $S_3 < S_y$ необязательно.

Для сортировки аналогичных деталей с малым углублением (см. рис. 3, *в, г*) применяют модифицированный вакуумный захват *1* с игловым щупом *4*, выполненным по размеру углубления. В этом случае в отличие от предыдущего захват детали происходит при совмещении иглового щупа *4* с углублением *3* (см. рис. 3, *в*). В противном случае

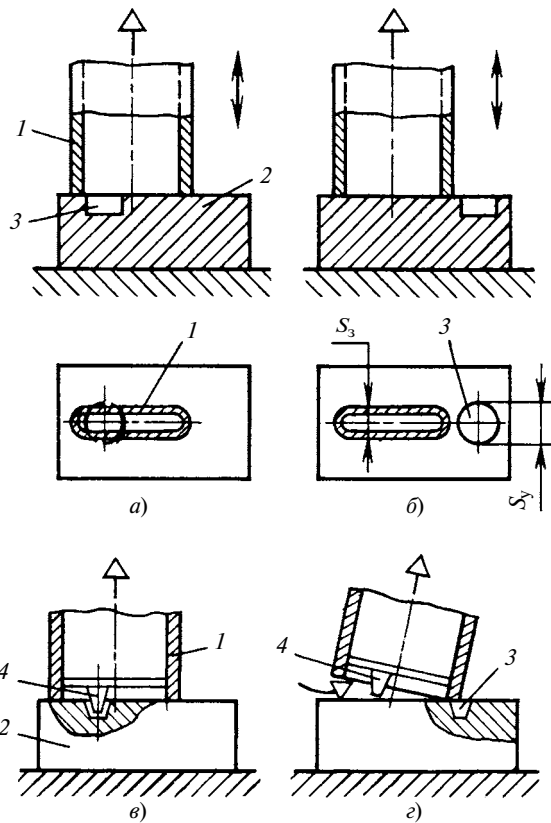


Рис. 3. Схемы сортировки деталей с помощью вакуумного захвата: *a, б* — щелевидного; *в, г* — с иговым шупом; *1* — вакуумный захват; *2* — деталь; *3* — углубление; *4* — иговым шуп

(см. рис. 3, *г*) из-за неплотного прилегания захвата к поверхности детали происходит подсос воздуха.

Струйные захваты

При сортировке объектов, особо чувствительных к механическим повреждениям, струйный захват имеет существенное преимущество перед вакуумным, так как он не соприкасается с функциональными поверхностями, исключая тем самым их повреждение. Струйный захват (захват Бернулли) захватывает объект в результате эжектирующего действия радиального воздушного потока, протекающего в узкой щели между торцом захвата и поверхностью объекта (рис. 4).

Захват детали *3* осуществляется лишь за большую опорную поверхность (см. рис. 4, *a, б*), причем между захватным устройством *1* и деталью автоматически устанавливается необходимый зазор δ (см. рис. 4, *a*). Скорость воздушного потока в зазоре (следовательно, и разрежение) устанавливают такой, чтобы присасывающая сила оказалась недостаточной для захвата детали, обращенной к захватному устройству меньшей опорной поверхностью (см. рис. 4, *в, г*). Смещению детали *3* относительно захвата *1* препятствуют эластичные кромки *2* (см. рис. 4, *a*) со специальными прорезями для выхода сжатого воздуха в окружающую среду.

При расчете струйного захвата важно определить равновесное и устойчивое положение детали *2* на захвате *1* [1, 2].

Магнитные захваты

Для сортировки объектов из композиционных материалов используют магнитные селективные захваты ПР (рис. 5). Селективный захват *4* удерживает деталь *1*, обращенную к электромагниту *3* магнитным слоем *2* в результате регулирования силы

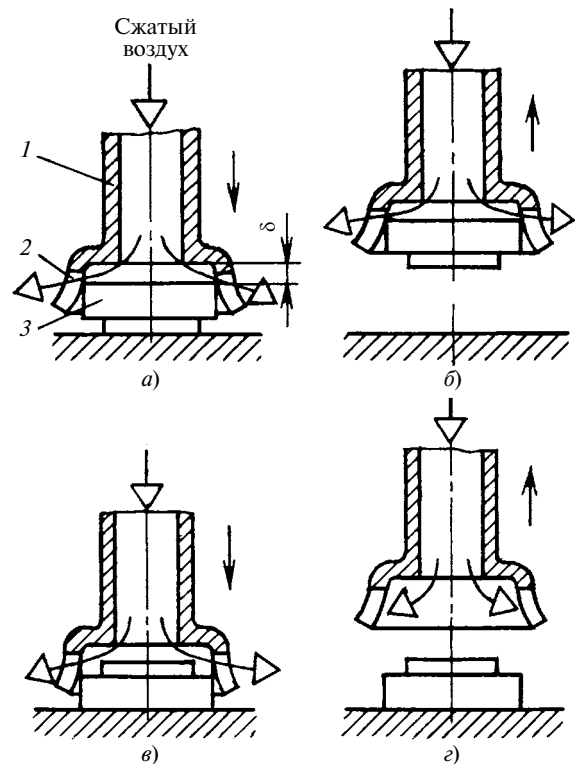


Рис. 4. Схемы сортировки деталей с помощью струйного захвата *1*:

a, б — захват детали *3* за большую опорную поверхность; *в, г* — незахват детали за меньшую опорную поверхность; *2* — эластичная кромка

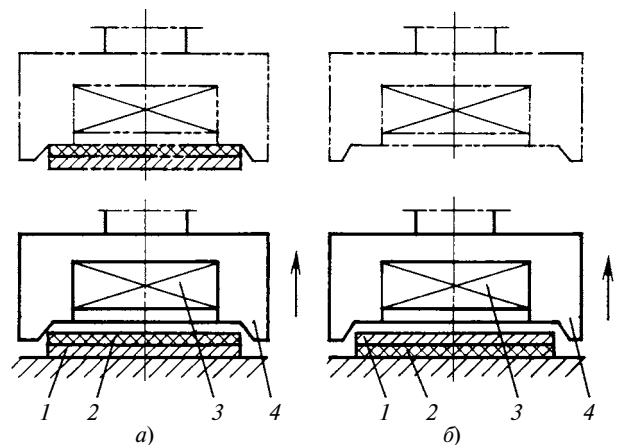


Рис. 5. Схемы сортировки деталей с односторонним магнитным слоем с помощью селективного магнитного захвата:

a — деталь захвачена; *б* — деталь не захвачена; *1* — деталь; *2* — магнитный слой; *3* — электромагнит; *4* — селективный захват

Влияние конструктивных концентраторов напряжений на прочность поверхностных слоев, полученных наплавкой порошков лазером

Рассматривается получение поверхностных слоев лазерной наплавкой порошков сложнолегированных сплавов. Исследуется сопротивление данных слоев в зоне концентраторов напряжений. Даются рекомендации по повышению прочности наплавленных слоев.

Ключевые слова: поверхностный слой, наплавка, порошок, лазер, концентратор напряжений, разрушение.

The production of surface layers by laser surface coating of complicated alloy powders is considered. The resistance of these layers in zones of stress concentrators is investigated. The recommendations on strength improvement of build-up layers are given.

Keywords: surface layer, surface building-up, powder, laser, stress, concentrator, failure.

При разработке эффективных методов формирования поверхностных слоев с заданными свойствами основное внимание уделяется повышению их прочности. Это обусловлено тем, что большинство деталей работают в условиях многофакторного воздействия и их поверхности подвергаются не только трению, но и циклическому усталостному нагружению.

Наиболее неблагоприятные условия для сопротивления изнашиванию создаются при наличии конструктивных концентраторов напряжений, расположенных в зонах упрочнения или нанесения износостойких покрытий (например, шейка вала под подшипник с галтельным переходом, шпоночный паз, резьба и др.). Наиболее опасным местом

возможных разрушений является структурно-неоднородный поверхностный слой, образующийся при упрочняющих обработках в зонах термического воздействия. Поэтому актуальными будут исследования прочности деталей с износостойкими покрытиями или упрочненными.

Рассмотрим наиболее распространенные методы формирования износостойких покрытий — газотермическое напыление и наплавку порошков лазером.

На рис. 1, а, б показаны микроструктуры покрытий, полученных многослойной лазерной наплавкой. Видно, что структура однородная, в поверхностном слое полностью отсутствуют неметаллические включения, поры, трещины и рыхлоты. Наблюдается полное сплавление между слоями, зона сплавления покрытия с основным металлом представляет собой узкий непрерывный слой с высокой прочностью сцепления. Это подтверждено испытаниями на микротвердость — в зоне расположения отпечатков отсутствуют трещины и отслоения покрытия (см. рис. 1, б). Микрорентгеноспектральным анализом на аппарате Comba установлено, что все химические элементы в наплавленном слое покрытия распределены равномерно.

Можно предположить, что растворение хрупких карбидных фаз, измельчение структуры и образование пересыщенных твердых растворов при лазерной наплавке будут способствовать повышению физико-механических и триботехнических свойств



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 22)

тока в катушке магнита. Магнитная сила, удерживающая деталь на захвате, определяется выражением $F_M = B^2 S / \mu_0$, где μ_0 — магнитная проницаемость вакуума; B — магнитная индукция в зоне захвата; S — площадь сечения сердечника электромагнита.

Захваченная деталь (см. рис. 5, а) извлекается манипулятором ПР из основного транспортного потока и переносится в параллельный поток. Незахваченная деталь (см. рис. 5, б) продолжает движение в основном потоке.

При использовании селективного захвата в магнитном накопителе допускается размещать детали, не прошедшие этап вторичной ориентации. Конструктивная схема такого захвата приведена в работе [2].

Оснащение промышленных роботов селективными захватами, которые позволяют осуществлять подачу и сортировку деталей без предварительной ориентации, существенно упрощает и удешевляет системы комплексной автоматизации производства, в которых важная роль отводится роботам, заменяющим человека на монотонных, тяжелых и вредных операциях технологического цикла.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Иванов А. А. Основы робототехники М.: ФОРУМ, 2012. 224 с.
2. Иванов А. А. Проектирование автоматизированных систем манипулирования объектами обработки и сборки. М.: ФОРУМ, 2012. 352 с.

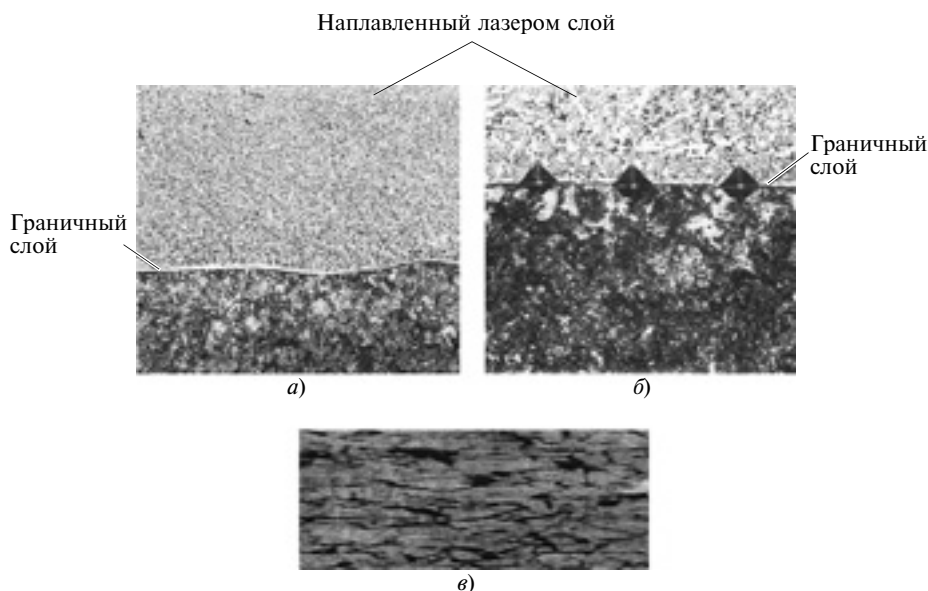


Рис. 1. Микроструктура поверхностного слоя, наплавленного лазером (поперечный шлиф) (а), зона сплавления с отпечатками индентора (б), микроструктура поверхностного слоя после газотермического напыления (в)

и коррозионной стойкости покрытий по сравнению с газопламенным или газотермическим напылением. Поверхностные слои покрытий, полученных разными методами напыления, характеризуются высокой пористостью, структурной и химической неоднородностью, наличием неметаллических включений и др. (рис. 1, в). Для изучения сопротивления поверхностных слоев разрушению проводили различные испытания.

Цилиндрические образцы на одноосное статическое растяжение испытывали по ГОСТ 1497—84 на универсальной разрывной машине "Эйвери" с записью диаграммы "нагрузка—деформация". Для образцов с покрытиями, полученными разными методами, определяли предел прочности, условный предел текучести и относительное сужение. Результаты испытаний приведены на рис. 2 и в таблице.

Установлено, что влияние покрытия на конструкционную прочность деталей со структурно-неоднородным поверхностным слоем определяется:

количеством и подвижностью дислокаций на границе "покрытие—основной металл";

образованием на межфазной границе "покрытие—металл" интерметаллических или химических соединений с определенными физико-механическими свойствами;

структурной неоднородностью и наличием зон термического воздействия;

растягивающими или сжимающими остаточными напряжениями, локализующимися в поверхностном слое покрытия, в переходной зоне и на границе "покрытие—основной металл".

Диаграммы растяжения позволили установить, что лазерная наплавка приблизительно на 30 % повышает жесткость детали, определяемую соотно-

шением напряжение/деформация на участке *OA* и характеризующую ее способность при действии сил сохранять геометрические размеры.

Лазерная обработка по сравнению с наплавкой, напылением и другими видами обработки не только повышает триботехнические свойства поверхностных слоев, но и обеспечивает необходимую конструкционную прочность основного металла и детали в целом. Исследования показали, что покрытия, полученные лазерной наплавкой, становятся барьером на пути движения дислокаций. Кроме того, в граничном слое основного металла и покрытия формируются благоприятные остаточные сжимающие напряжения, а в межфазном гранич-

ном слое образуются пластичные интерметаллические и химические соединения на основе никеля. Это и объясняет высокие физико-механические свойства не только наплавленного слоя, но и основного металла при лазерной наплавке.

Изучение кинетики и механизма разрушения показало, что при растяжении образцов с наплавленным лазером поверхностным слоем одноосное напряженное состояние сохраняется в процессе всего нагружения. Разрушение без образования шейки происходит путем отрыва в результате действия растягивающих напряжений. Это подтверждают фрактографические исследования зон разрушения (рис. 3). Так, структура излома образцов

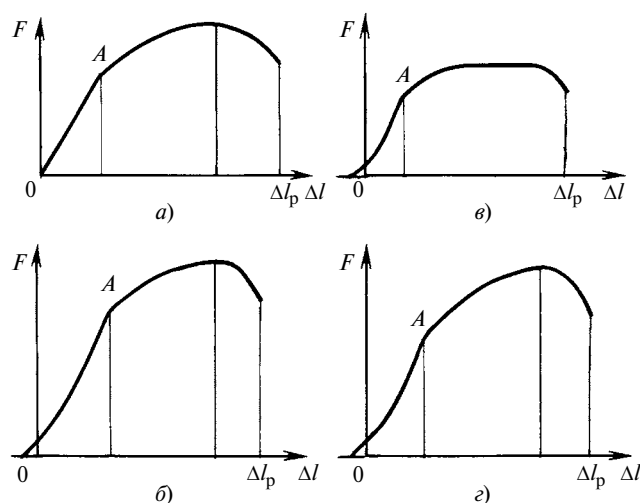


Рис. 2. Диаграммы испытаний на статическое растяжение образцов стали в исходном состоянии (а), после лазерной наплавки (б) и закалки (в), с газостатическим покрытием (г)

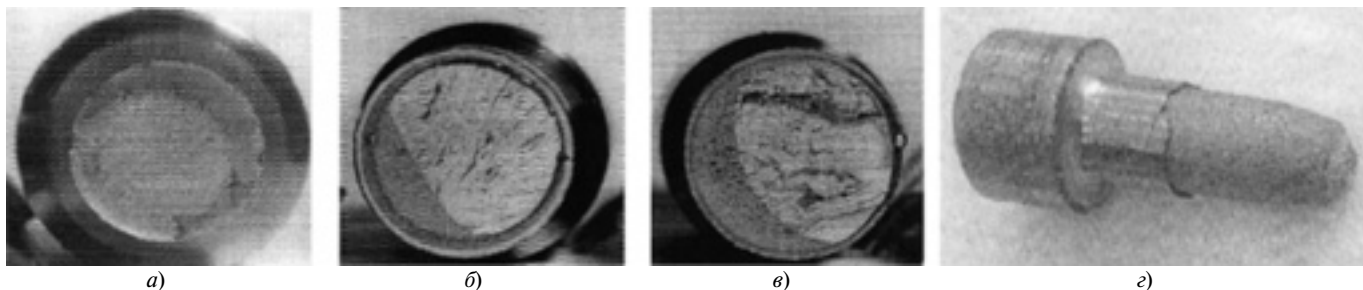


Рис. 3. Поверхности разрушения стальных образцов после испытаний на статическое растяжение в исходном состоянии (а), после лазерной наплавки (б) и закалки (в), с газостатическим напылением (з)

без покрытия — вязкая, волокнистая (рис. 3, а). Изломы "чашечкой" возникают чаще всего при осевом растяжении пластичных материалов после интенсивного образования шейки. Разрушение происходит в основном по поверхности макроотрыва и лишь частично по поверхности макросреза, что обусловлено объемно-напряженным состоянием в зоне образования шейки. Излом имеет волокнистую структуру сердцевины и шероховатую поверхность, неровности которой расположены перпендикулярно направлению максимальных касательных напряжений τ_{\max} . Боковые скосы, расположенные под углом 45° к направлению касательных напряжений, — признак их действия.

Излом образцов с лазерной наплавкой по всему периметру имеет хрупкий участок шириной не более 0,6 мм. Размеры участка соответствуют размерам наплавленного лазером слоя, в котором полностью отсутствуют дефекты (трещины, вырывы, расслоения), что подтверждает выводы об однородности и высоких физико-механических свойствах покрытия. Поверхность излома имеет смешанную структуру с участками вязкого и хрупкого разрушений, образованными двумя разными по строению зонами. Вязкий участок — зона медленного рас-

пространения трещины. Микроструктура участка отличается от микроструктуры металла при распространении трещины в зоне хрупкого разрушения. Четко виден след завершения вязкого разрушения. Волокнистый (вязкий) участок в изломе указывает на то, что до разрушения материал подвергался нагрузке, соизмеримой с пределом прочности. Хрупкая зона излома имеет кристаллическое строение, а ее поверхность состоит из множества гладких площадок-фасеток, представляющих собой кристаллографическую плоскость зерна. Расходящиеся концы границы вязкого разрушения (рубцы) указывают направление развития трещины. Характер разрушений поверхностей образцов после лазерной закалки также разный (рис. 3, в).

Прочность соединения наплавленного слоя с основным металлом определяли методом сдвига (рис. 4, а) на универсальной разрывной машине "Эйвери" с устройством, позволяющим фиксировать максимальную нагрузку, при которой происходит срез (разрушение) покрытия (рис. 4, б). Установлено, что наплавленные лазером образцы, независимо от состава порошкового материала, разрушаются по наплавленному материалу, что свидетельствует о высоких адгезионных свойствах

Вариант обработки	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести $\sigma_{0,2}$, МПа	Относительное сужение ψ , %
I. Сталь в исходном состоянии	750	540	51,5
II. Лазерно-порошковая наплавка	745	587	17,5
III. Газотермическое напыление	380	220	5
IV. Лазерная поверхностная закалка	810	590	11

Примечание. Приведены средние значения испытаний для 10 образцов каждого варианта обработки.

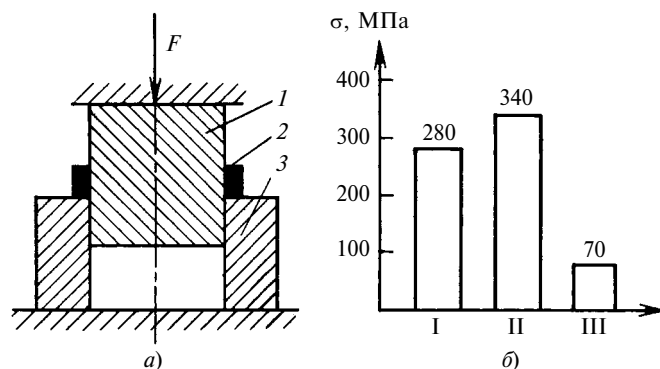


Рис. 4. Схема испытаний на прочность соединения наплавленного слоя с основным металлом (а), результаты испытаний на адгезионную прочность (б):

1 — испытуемый образец (основной материал); 2 — напыленный лазером слой; 3 — матрица; I и II — лазерная наплавка составами П₁ и П₂; III — газотермическое напыление

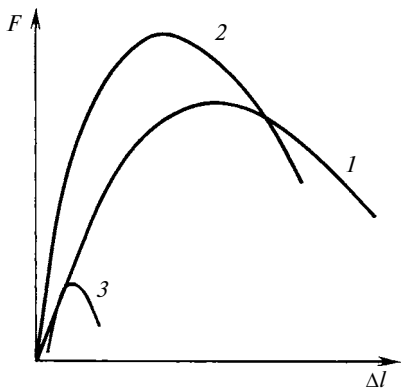


Рис. 5. Диаграммы испытаний покрытий на адгезионную прочность: 1 и 2 — лазерная наплавка составами П₁ и П₂; 3 — газотермическое покрытие

лазерных покрытий. Это подтверждает выводы о наличии прочной металлургической связи на границе "покрытие—основной металл". Самую низкую адгезионную прочность имеют поверхностные слои, полученные газотермическим напылением (рис. 5). При испытаниях эти покрытия отслаивались от основного металла, наблюдались интенсивное трещинообразование и выкрашивание, прочность соединения составляла 40÷70 МПа. Низкую адгезионную прочность газотермических покрытий можно объяснить высокой пористостью и хрупкостью материала, а также природной связью с основным металлом.

Трещиностойкость поверхностных слоев призматических образцов с концентратором напряжений глубиной 2 мм и радиусом 1 мм с разными покрытиями исследовали на ударный изгиб по ГОСТ 9454—84 (рис. 6, а, б). Испытания проводили на маятниковом копре. Определяли ударную вязкость *КС*.

Для достоверной оценки прочности и изучения законов разрушения наплавленных слоев и основного металла при ударных нагрузках использовали также метод осциллографирования, который в отличие от стандартных испытаний на ударный изгиб позволяет получить более полные сведения о кинетике и механизме разрушения. При испытаниях определяли работу *A_з* зарождения и работу *A_р* распространения трещины. Процесс разрушения при ударном изгибе регистрировался на осциллограмме в координатах "усилие—время". Лазером обрабатывали дно надреза (концентратор напряжений). На рис. 6, в приведены результаты испытаний на ударный изгиб. Видно, что при всех способах упрочнения или модификации поверхностного слоя при обработке лазером ударная вязкость повышается. Ударная вязкость (*КС* = 62 Дж/см²) образцов с лазерной наплавкой в зоне концентратора напряжений была на ~48 % выше вязкости образцов в исходном состоянии. Установлены причины повы-

шения ударной вязкости образцов, поверхностный слой которых в зоне концентраторов напряжений обработан лазером.

Разрушение стали в исходном состоянии происходит в две стадии, характерных для разрушения термически обработанных материалов:

первая стадия — зарождение трещины в поверхностном слое и ее распространение по сечению до полного разрушения образца, которой соответствует восходящий участок осциллограммы (рис. 7, а), характеризующий увеличение разрушающего усилия до *F_{max}*;

вторая стадия описывается нисходящим участком осциллограммы, характеризующим уменьшение разрушающей нагрузки по мере распространения трещины.

Закономерности разрушения упрочненной или модифицированной лазерной обработкой стали отличаются от закономерностей, описанных выше для объемно закаленной стали (рис. 7, б). Видно,

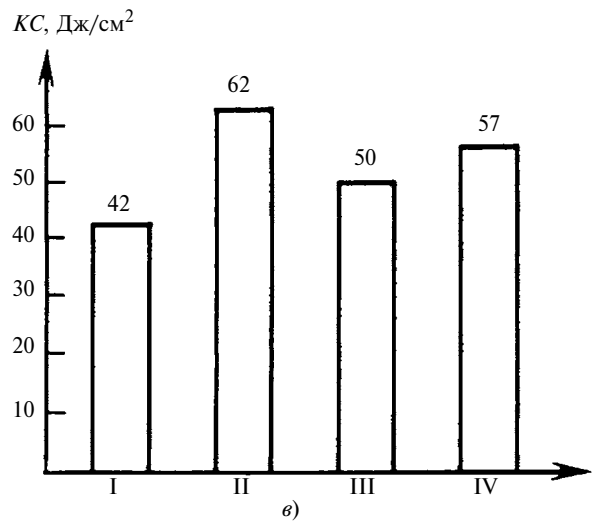
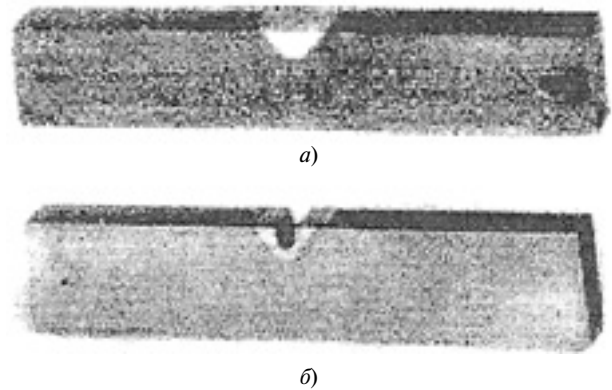


Рис. 6. Образцы для испытаний на трещиностойкость с лазерной наплавкой (а) и концентраторами напряжений в наплавленном слое (б), диаграммы ударной вязкости *КС* стальных образцов с разной обработкой (в):

I — сталь в исходном состоянии; II и III — лазерная наплавка составами П₁ и П₂; IV — лазерная закалка зоны концентратора напряжений

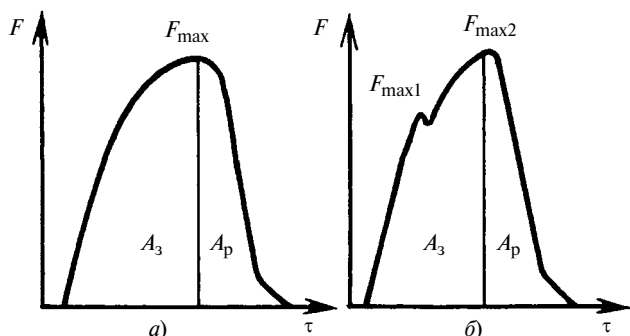


Рис. 7. Осциллограммы разрушения при ударном нагружении стали в исходном состоянии (а) и зоны концентраторов напряжений с лазерной наплавкой и закалкой (б)

что лазерная наплавка и лазерная закалка зоны концентратора изменяют характер разрушения — имеют место множественные разрушения, которые наблюдаются при испытаниях двухслойного композиционного материала с разным распределением физико-механических свойств по сечению образца. Это указывает на то, что трещина зарождается в упрочненном или наплавленном слое, а не в граничном слое со стороны основного металла.

Моменту зарождения трещины соответствует первый максимум нагрузки F_{max1} на осциллограмме. Вблизи границы "покрытие—основной металл" распространение трещины затормаживается, чему соответствует второй максимум нагрузки F_{max2} на осциллограмме. Ниспадающий участок осциллограммы характеризует распространение трещины в основном металле. Изменение траектории трещины и ее торможение на границе "покрытие—основной металл" подтверждается наличием в изломах образцов сколов, размеры которых зависят от варианта обработки зоны концентратора напряжений.

Микрофрактографические исследования показали, что ударная вязкость хорошо коррелирует с долей вязкой составляющей B в изломе (рис. 8). Установлено, что независимо от способа обработки доля вязкой составляющей в изломе увеличивается по сравнению с исходным материалом. В изломе образцов стали без покрытия она достигает 60 %, а после лазерной наплавки составами П₁ и П₂ и лазерной закалки находится в пределах 77; 67 и 73 % соответственно.

Таким образом, испытания на ударный изгиб и исследование кинетики разрушения свидетельствуют о том, что многослойная лазерная наплавка по оптимальной технологии повышает трещиностойкость по сравнению с исходным материалом, что объясняется торможением роста трещины при ее прохождении через слои с разными физико-механическими свойствами.

Испытания показали также, что при формировании покрытий лазерной наплавкой благодаря

оптимальному химическому составу композиционного сплава и микроструктуре можно целенаправленно управлять свойствами поверхностного слоя. Это подтверждает новое техническое решение, обеспечивающее высокие прочностные свойства резьбовых соединений высоконагруженных штоков поршневых компрессоров. Состояние штоков после длительной эксплуатации показано на рис. 9, а.

Для получения необходимых прочностных свойств резьбы на поверхность штока в зоне ее рас-

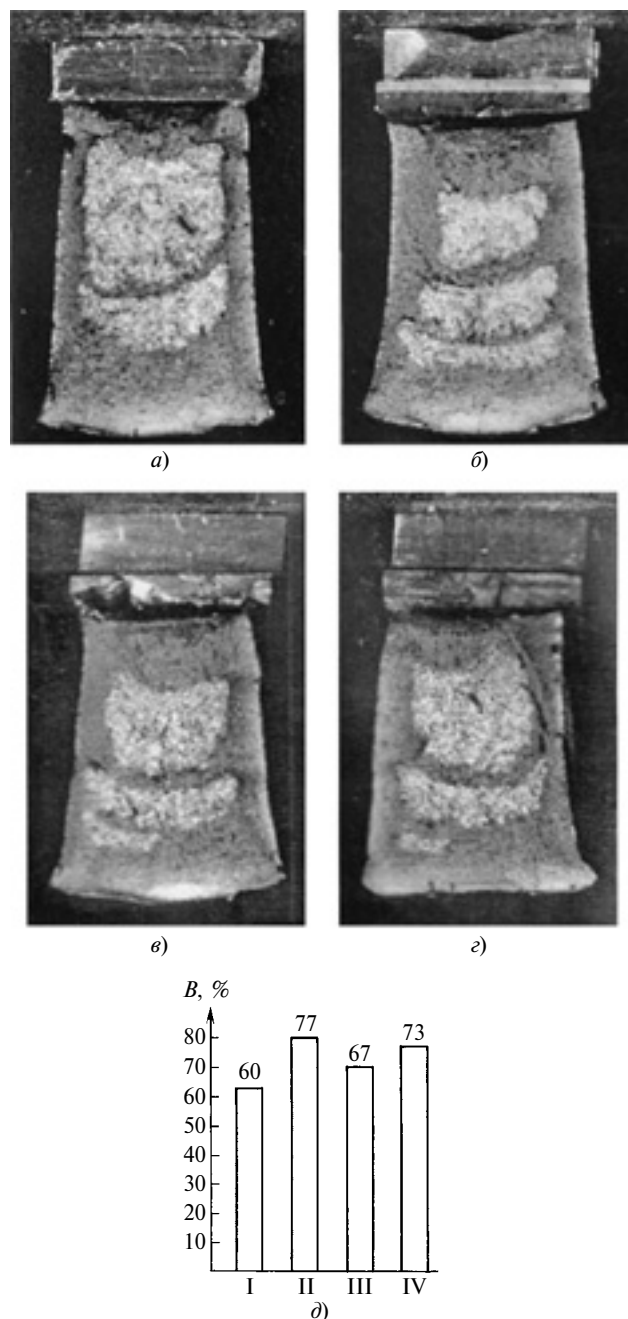
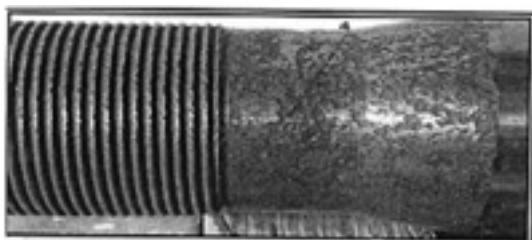
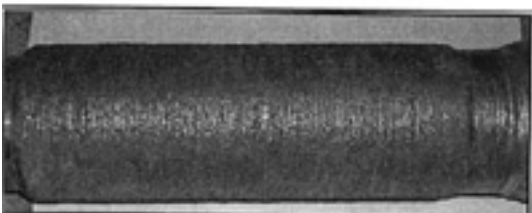


Рис. 8. Изломы образцов при ударных испытаниях в исходном состоянии (а), после лазерной наплавки (б и в) и закалки (г), диаграммы вязкой составляющей B в изломе (д):

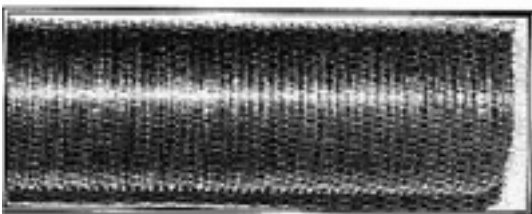
I — сталь в исходном состоянии; II и III — после лазерной наплавки составами П₁ и П₂; IV — после лазерной закалки



а)



б)



в)

Рис. 9. Штоки после длительной эксплуатации (а), удаления резьбы и лазерной наплавки (б), нарезания резьбы в наплавленном слое и эксплуатации более 30 000 мото-ч (в)

положения наносили лазерной наплавкой покрытие из сложнелегированного композиционного материала, а затем в наплавленном слое нарезали резьбу с определенными геометрическими параметрами и физико-механическими свойствами, принципиально отличающимися от свойств основного металла штока. Результаты длительной эксплуатации на компрессорной установке подтвердили высокую работоспособность штоков с резьбой, выполненной в наплавленном слое. При наличии концентраторов напряжений (радиус впадины резьбы $R = 0,5$ мм), продолжительных циклических нагрузках и интенсивном контактно-фрикционном взаимодействии деталей разрушений и износа резьбы не наблюдалось.

Таким образом, установлено, что с помощью лазерной обработки можно формировать поверхностные слои с высокой сопротивляемостью разрушению в условиях многофакторного воздействия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Структура и твердость стали 45 после обработки излучением CO_2 -лазера / А. Г. Григорьянц, А. П. Сафонов, В. М. Тарасенко, Н. Ю. Мареев // МиТОМ. 1982. № 9. С. 29—31.
2. Дубняков В. Н., Козырев С. П., Пинков Н. Л. Повышение износостойкости трущихся поверхностей деталей лазерным упрочнением // Трение и износ. 1984. Т. 5. № 4. С. 713—717.

УДК [621.919.2.025.12:539.4].001.575

В. А. РОГОВ, д-р техн. наук, А. С. КОШЕЛЕНКО, О. В. ЖЕДЬ, кандидаты технических наук (РУДН г. Москва), e-mail: kafedra.tm.rudn@mail.ru

Исследование коэффициентов концентрации напряжений в галтелях зубьев шпоночной протяжки методом фотомеханики

Разработана методика эксперимента по оценке напряженного состояния галтелей шпоночной протяжки путем нагружения ее модели силами резания и трения в направляющей опоре и силой тяги со стороны штока.

Ключевые слова: протяжка, прочность, модель, напряженное состояние, зубья, износ, фотомеханика, активное сечение.

The method of experiment on estimation of stress state in hollow chamfers of a keyway broach by loading the broach model with cutting forces, friction in pilot bearing and tractive force from guide-rod is developed.

Keywords: broach, strength, model, stress state, teeth, wear, photomechanics, effective cross-section.

В работе [1] исследовано напряженно-деформированное состояние (НДС) моделей шпоночной протяжки, которые изготовлены из оптически чувствительного полиметилметакрилата Э2. Цель исследования — совершенствование методики расчета

шпоночной протяжки на основании экспериментальных данных. По классической методике оценка прочности шпоночной протяжки выполняется расчетом ее тела на разрыв по впадине первого режущего зуба или сечению хвостовика и не предусматривает проверку прочности зуба. Однако поломка зубьев (рис. 1) — наиболее распространенная причина выхода протяжки из строя. Поэтому основная цель данного экспериментального исследования — оценка прочности зубьев протяжки.



Рис. 1. Фрагмент шпоночной протяжки с выкрошенными зубьями

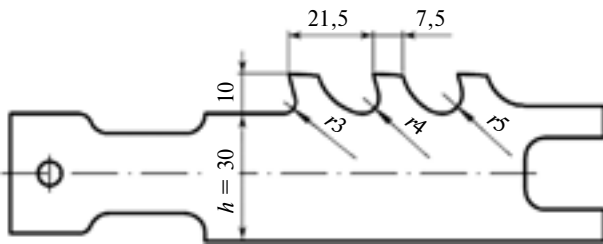


Рис. 2. Чертеж модели шпоночной протяжки с основными размерами

Основные геометрические параметры модели шпоночной протяжки соответствуют рабочему чертежу, кроме радиусов выкружек в основании зубьев (рис. 2), так как исследовали влияние радиусов $r_i = 3, 4$ и 5 мм переходной галтели с передней поверхности к основанию зубьев на напряженное состояние в расчетных сечениях протяжки. Кроме того, моделировали износ зубьев протяжки с учетом ее переточек за весь период эксплуатации и его влияние на прочность протяжки. Были изготовлены две модели протяжки (новая и переточенная) с одинаковыми геометрическими параметрами, отличавшиеся активным сечением периферии зубьев вдоль их шага. У переточенной модели размер по задней поверхности зуба ($3,75$ мм) был в 2 раза меньше, чем у новой ($7,5$ мм). Тарирование оптических свойств материала моделей выполняли на дисках, изготовленных из того же материала. Оптическая постоянная материала составляет $\sigma_0^{1,0} = 1,38$ МПа/см/пол, (напряжение для одной полосы при толщине модели в 1 см). С учетом толщины материала моделей протяжек $t = 0,5$ см цена полосы модели составляет $\sigma_0^t = \sigma_0^{1,0} / t = 2,76$ МПа/пол. Для эксперимента было разработано и изготовлено нагружающее устройство (рис. 3).

Модель 1 протяжки опирается на платформу 2, изготовленную из прозрачного оптически малочувствительного оргстекла. На платформе смонтированы кронштейны 3 и 5, которые жестко связаны с ней четырьмя болтами 13 и 14. В верхнем кронштейне 5 смонтированы нагружающие винты 11, с помощью которых создается равнодействующая сила R_i сил резания на каждом зубе. При затягивании винтов 11 усилие передается через дисковые оптические микродинамометры 7 зубьям модели протяжки. В нишах внутреннего контура нижнего кронштейна 3 размещены три оптических микродинамометра 4, с помощью которых моделируется реакция N_{y_i} опоры от вертикальной составляющей P_{y_i} равнодействующей силы R_i резания. Винты 6 позволяют выполнить тонкую юстировку положения

каждого микродинамометра 4, обеспечивающую начальный равномерный оптически чувствительный контакт с опорной планкой 9. Точная юстировка положения этих микродинамометров позволяет компенсировать погрешности их размеров.

Модель протяжки прижимается к опорной планке 9 с противоположной от микродинамометров 4 стороны. При наличии силы тяги P_{T_i} , стремящейся преодолеть горизонтальную составляющую P_{z_i} силы резания, возникает сила $F_{тр}$ трения между телом протяжки и опорной планкой 9 от нормальной составляющей P_{y_i} силы R_i резания. Сила трения тормозит протяжку, что вынуждает увеличивать силу тяги штока станка на величину $F_{тр}$. В нагружающем устройстве опорная планка может перемещаться под действием силы трения, что создает опорную реакцию $R_{тр}$, которая регистрируется оптическим дисковым микродинамометром 15. Винтом 10 выполняют юстировку положения опорной планки 9, обеспечивая ее контакт с опорой 3 через диск 15. Момент начала контакта с опорной планкой 9 регистрируется оптическим эффектом в диске 15. Тяговая сила передается протяжке через захват 16. Ее суммарная величина $(P_{T_1} + P_{T_2})$ регистрируется показаниями двух микродинамометров 8. Тяговую силу регулируют винтами 12.

Модель нагружали силами резания и тяги в два этапа. На первом этапе проверяли на лабораторном полярископе начальный контакт всех микродинамометров, контролируемый по их начальной оптической чувствительности. Регулировку выполняли вручную настроечными винтами. Окончательное нагружение модели осуществляли на поляризационно-проекционной установке ППУ-7. Изображе-

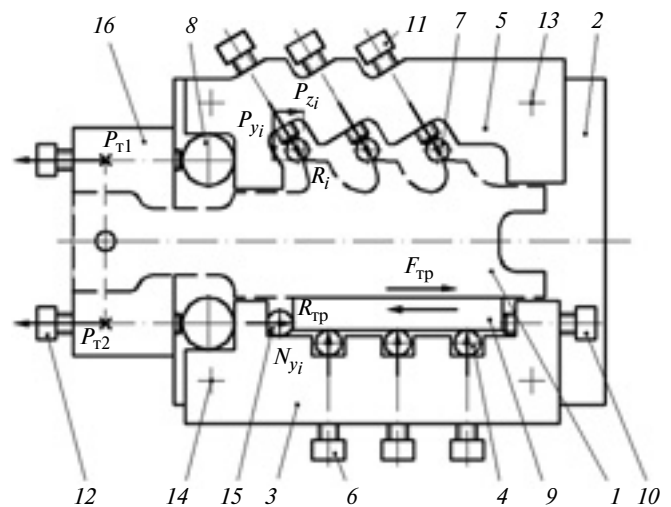


Рис. 3. Эскизный вариант нагружающего устройства

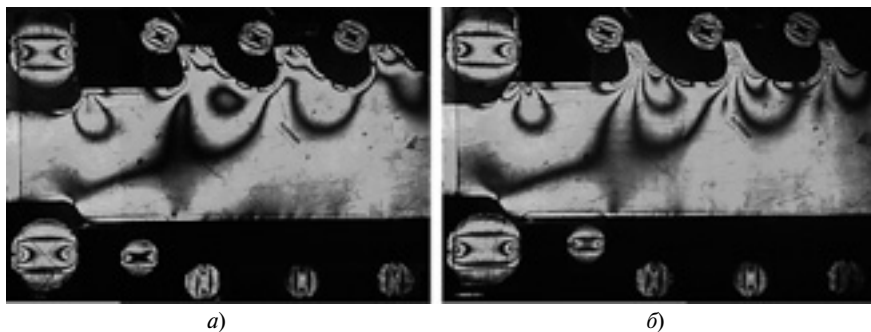


Рис. 4. Фотограммы нагруженных моделей новой (а) и переточенной (б) протяжек

ние модели просвечивалось поляризованным монохроматическим светом ртутной лампы и проектировалось на экран установки. Сначала нагружался первый зуб модели протяжки с наименьшим радиусом кривизны в основании зуба. Параллельно отслеживались изменения в оптическом датчике реакции опоры, а также датчике силы тяги. Нагружение обеспечивалось постепенным перемещением нагружающих винтов с учетом изменений в оптических датчиках. Аналогичным образом нагружались остальные зубья модели. Модель под нагрузкой выдерживали несколько минут и затем в прямых лучах поляризованного света фотографировали цифровой камерой, установленной непосредственно после анализатора. Фотограммы снимали в темном и светлом поле монохроматического света ртутной лампы и в белом свете (рис. 4). В экспериментах задавали постоянную равнодействующую силу R_i резания, которая соответствовала двум полосам в центре дисковых оптических динамометров с диаметром 0,8 см.

Равнодействующая сила R_i направлена под углом $\beta = 24^\circ$ к основанию модели протяжки (рис. 5), что соответствует отношению составляющих силы резания $P_y/P_z = 0,4$. По данным работы [2] это максимальный из возможных вариантов нагружения. Фотограммы, созданные в формате jpeg, обрабатывали на компьютере в среде Adobe Photoshop с целью повышения разрешающей способности интерференционных полос (изохром). Изучали НДС шпоночной протяжки под действием системы приложенных сил.

Оптические микродинамометры — датчики силы, изготовляли из эпоксидного компаунда ЭД6 МТГФА с оптической постоянной $\sigma_0^{1,0} = 193,5$ МПа/см/пол. На основании оптических свойств материала цена одной полосы в силовом эквиваленте в дисках диаметром $d = 0,8$ см равна $\approx 60,7$ Н, а в дисках тяги с $d = 1,6$ см — $\approx 121,5$ Н. Для точного определения значения заданной силы в конкретном динамометре требовалось определить порядок полосы в центре каждого конкретного диска. Точность снятия

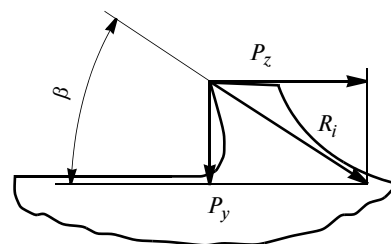


Рис. 5. Схема сил, действующих на зуб ($\beta = 24^\circ$)

этой экспериментальной информации находилась в пределах 10 %. Сила тяги регистрировалась двумя дисками δ (см. рис. 3) с порядком полосы $n_{\Pi} = 1,6$ в каждом (из фотограммы на рис. 4), что соответствует: $\Sigma P_T = P_{T1} + P_{T2} = 389$ Н. Сравним силу ΣP_T тяги с суммарной горизонтальной силой резания на трех зубьях модели новой протяжки (табл. 1, рис. 6):

$$\begin{aligned} \Sigma P_{z1} &= P_{zr3} + P_{zr4} + P_{zr5} = \\ &= 111 + 113 + 113 = 337 \text{ Н.} \end{aligned} \quad (1)$$

Таблица 1

Расчетно-экспериментальные данные составляющих сил резания и геометрические параметры расчетных сечений модели новой протяжки

Параметры	Радиус переходной галтели r_i , мм		
	3	4	5
Геометрические и оптические:			
n_{\max}	4,4	3,7	3,1
$\beta_{r_i}^*$	24	22	22
H_{r_i} , мм	9,5	9	8,3
L_{r_i} , мм	12,9	11,9	11,9
Равнодействующая сила резания на зубе:			
$R_{r_i} = \sigma_0^{1,0} \pi n_{\Pi} d / 8$, Н	122	122	122
Горизонтальная составляющая силы R_{r_i} , совпадающая с направлением силы тяги:			
$P_{zr_i} = R_{r_i} \cos \beta_i$, Н	111	113	113
Вертикальная составляющая силы R_{r_i} , перпендикулярная направляющей опоре:			
$P_{yri} = R_{r_i} \sin \beta_i$, Н	50	46	46
Проекция R_{r_i} на направление, перпендикулярное передней поверхности зуба:			
$P_{zr_i}^* = R_{r_i} \cos(\beta_i + \gamma)$, Н	95	98	98
Проекция R_{r_i} на переднюю поверхность зуба:			
$P_{yri}^* = R_{r_i} \sin(\beta_i + \gamma)$, Н	77	73	73

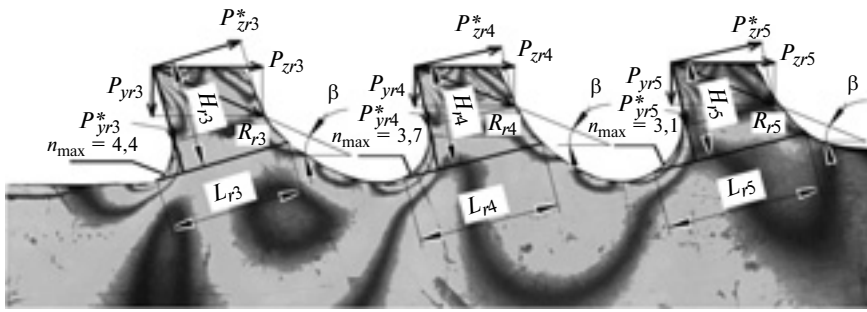


Рис. 6. Расчетное сечение новой модели шпоночной протяжки

Горизонтальные составляющие P_{z_i} силы резания на каждом зубе определяли дискретно. Сначала рассчитывали равнодействующую силы резания на каждом зубе по показанию соответствующего оптического динамометра. Например, для первого зуба с радиусом галтели $r = 3$ мм равнодействующая R_{r_3} имеет две полосы в центре дискового динамометра, отсюда имеем: $R_{r_3} = R_{1n_{\pi}} = 61 \cdot 2 = 122$ Н. Далее определяли составляющую $P_{zr_3} = R_{r_3} \cos\beta = R_{r_3} \cos 24^\circ = 122 \cdot 0,91 = 111$ Н.

Показания оптических динамометров на разных зубьях модели протяжки отличались незначительно, кроме того, угол β положения равнодействующей сил резания почти не изменялся. Этим объясняется отличие горизонтальных составляющих P_{z_i} в расчетной формуле (1) суммарной силы. Разность между силой тяги и горизонтальной суммарной силой резания равна силе трения, возникающей в направляющей опоре: $F_{\text{тр}} = \Sigma P_T - \Sigma P_{z_i} = 389 - 337 = 52$ Н.

Сила тяги ΣP_T преодолевает суммарную силу резания ΣP_{z_i} и силу трения $F_{\text{тр}}$ в опорной направляющей основания протяжки, которая создается суммарной нормальной составляющей ΣP_{y_i} от равнодействующей силы R_i сил резания. Одновременно сила трения $F_{\text{тр}}$ регистрируется оптическим динамометром 15 ($d = 0,8$ см), установленным между консолью кронштейна 3 и плавающей опорной планкой 9 (см. рис. 3). На фотограмме (см. рис. 4) имеем $F_{\text{тр}} = 61$ Н, так как в центре диска 15 (см. рис. 3) всего одна полоса. Разница в определении силы трения по используемым методикам составила ≈ 15 %.

Рассмотрим еще один способ оценки силы трения в направляющей опоре модели протяжки с учетом суммарной нормальной составляющей сил резания и коэффициента сил трения в направляющей опоре. Суммарная нормальная составляющая

сил резания фиксируется тремя дисковыми оптическими динамометрами 4, которые установлены в нишах опорного кронштейна 3 и поддерживают плавающую опору 9, на которую опирается модель протяжки. Во всех оптических динамометрах зафиксирован одинаковый порядок полос ($\approx 1,1$ полосы в каждом), что свидетельствует об одинаковых силах во всех дисках, поэтому для трех дисков имеем суммарную нормальную реакцию

опоры: $\Sigma P_{y_{\text{оп}}} = 3 \sigma_0^{1,0} \pi 1,1 \cdot 0,8/8 = 200$ Н. В то же время нормальная составляющая, рассчитанная по показаниям оптических динамометров сил резания на зубьях новой протяжки, составляет всего 142 Н (см. табл. 1): $\Sigma P_{y_i} = \Sigma P_{y, r=3,4,5} = 50 + 46 + 46 = 142$ Н.

Поясним эти расчеты на примере расчета горизонтальной силы P_{zr_3} . Так как равнодействующая R_{r_3} имеет две полосы в центре дискового динамометра, то $R_{r_3} = R_{1n_{\text{max}}} = 61 \cdot 2 = 122$ Н. Тогда нормальная составляющая $P_{yr_3} = R_{r_3} \sin\beta = R_{r_3} \sin 24^\circ = 122 \cdot 0,41 = 50$ Н. Допустим, что независимо от того, как определяется сила трения, результаты не должны значительно отличаться, поэтому приравняем результаты, полученные разными способами:

$$F_{\text{тр}} = 52 = \Sigma P_{y_i} f_{\text{тр}} = \Sigma P_{y_{\text{оп}}} f_{\text{тр}} = 200 f_{\text{тр}}. \quad (2)$$

Решив уравнение (2) относительно коэффициента трения, получим коэффициент трения скольжения между моделью протяжки, изготовленной из оргстекла, и стальной плавающей опорой, на которую протяжка опирается: $f_{\text{тр}} = 52/200 = 0,26$. Заметим, что в расчетах упрощена схема статического равновесия, так как не рассматривается составляющая сил трения качения между опорной планкой 9 (см. рис. 3) и оптическими динамометрами 4 ввиду ее малости. Расчетно-экспериментальные данные составляющих сил резания и геометрические параметры расчетных сечений моделей протяжек (см. рис. 6, 7) сведены в табл. 1 и 2.

Перейдем к определению коэффициента α_σ (или α_τ) концентрации напряжений, представляющему собой отношение максимального напряжения σ_{max} (или τ_{max}) в опасной точке конструкции к номинальному напряжению σ_H (или τ_H), которое рассчитывается без учета концентрации напряже-

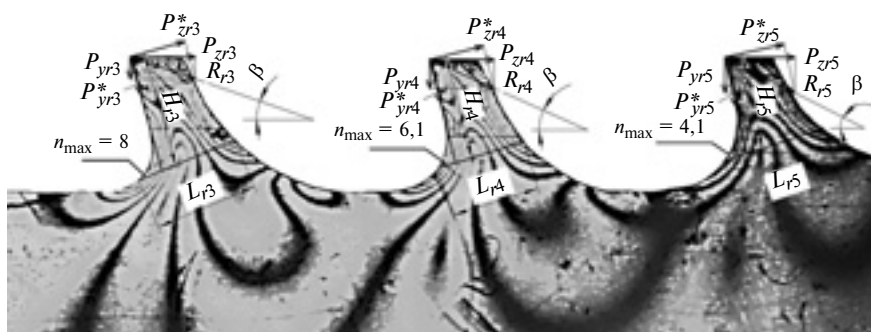


Рис. 7. Расчетное сечение переточенной модели шпоночной протяжки

ний [1]: $\alpha_\sigma = \sigma_{\max}/\sigma_H$ или $\alpha_\tau = \tau_{\max}/\tau_H$. Здесь σ_{\max} и τ_{\max} — максимальные местные напряжения в исследуемой зоне, устанавливаемые экспериментально, а $\sigma_H(\tau_H)$ — расчетные напряжения в исследуемой зоне без учета геометрии контура, определяемые на основании законов сопротивления материалов.

Таблица 2

Расчетно-экспериментальные данные составляющих сил резания и геометрические параметры расчетных сечений модели переточенной протяжки

Параметры	Радиус переходной галтели r_i , мм		
	3	4	5
Геометрические и оптические:			
n_{\max}	8	6,1	4,1
$\beta_{r_i}^\circ$	19	24	27
H_{r_i} , мм	8	8	7,6
L_{r_i} , мм	7,2	7,2	8,1
Равнодействующая сила резания на зубе: $R_{r_i} = \sigma_0^{1,0} \pi n_{\text{п}} d / 8$, Н			
R_{r_i}	122	122	122
Горизонтальная составляющая силы R_{r_i} , совпадающая с направлением силы тяги: $P_{zr_i} = R_{r_i} \cos \beta_i$, Н			
P_{zr_i}	115	111	109
Вертикальная составляющая силы R_{r_i} , перпендикулярная направляющей опоре: $P_{yr_i} = R_{r_i} \sin \beta_i$, Н			
P_{yr_i}	40	≈50	55
Проекция R_{r_i} на направление, перпендикулярную передней поверхности зуба: $P_{zr_i}^* = R_{r_i} \cos(\beta_i + \gamma)$, Н			
$P_{zr_i}^*$	101	95	89
Проекция R_{r_i} на переднюю поверхность зуба: $P_{yr_i}^* = R_{r_i} \sin(\beta_i + \gamma)$, Н			
$P_{yr_i}^*$	68	77	83

Для вычисления σ_{\max} по данным эксперимента определяем максимальный порядок полосы в точке контура переходной галтели от передней поверхности зуба модели протяжки к основанию стружечной канавки. Находим максимальные контурные напряжения методом полос по формуле $\sigma_{\max} = n_{\max} \sigma_0^t$, где n_{\max} — максимальный порядок полосы на контуре галтели (см. табл. 1, 2);

$\sigma_0^t = 2,76$ МПа — цена полосы

материала модели, установленная тарировкой.

Далее определим номинальные напряжения. Рассмотрим два варианта расчета номинальных напряжений шпоночной протяжки. Первый вариант — по прочности активного сечения тела шпоночной протяжки, проходящего через точку с максимальным контурным напряжением в переходной галтели выкружки первого зуба. Второй вариант — по прочности зуба протяжки, который под действием сил резания подвергается изгибающим и сжимающим напряжениям. Расчет по первому варианту выполним для одной из исследованных моделей протяжки. Номинальные напряжения определяем по формуле $\sigma_H = P_T / F_{\text{сеч}}$, где $P_T = P_{zr} + F_{\text{тр}r_i}$; $F_{\text{сеч}} = th$ — площадь расчетного сечения. Рассмотрим конкретное сечение новой протяжки с радиусом галтели $r_i = 3$ мм, площадь которого $F_{r_3}^H = th = 0,5 \cdot 3,05 = 1,53 \text{ см}^2$ (табл. 3). Сила тяги в этом сечении от силы резания согласно табл. 1 составляет $P_{zr_3}^H = 111$ Н, а доля силы трения, приходящаяся на это сечение с учетом реакции опоры, $F_{\text{тр}r_3}^H = P_{yr_3} f_{\text{тр}} = 50 \cdot 0,26 = 13$ Н. Тогда сила тяги $P_{\text{тр}r_3}^H = P_{zr_3}^H + F_{\text{тр}r_3}^H = 111 + 13 = 124$ Н, а номинальное напряжение $\sigma_{\text{н}r_3}^H = P_{\text{тр}r_3}^H / F_{r_3}^H = 124 / 1,53 = 81 \text{ Н/см}^2 = 0,81$ МПа. Согласно фотограмме и табл. 1 максимальное напряжение в этом сечении

$$\sigma_{\text{макс}r_3}^H = n_{\text{макс}r_3}^H \sigma_0^t = 4,4 \cdot 2,76 = 12,14 \text{ МПа.}$$

По полученным данным определяем коэффициент концентрации напряжений для рассматриваемого расчетного сечения:

$$\alpha_{\sigma r_3}^H = \sigma_{\text{макс}r_3}^H / \sigma_{\text{н}r_3}^H = 12,14 / 0,81 = 15.$$

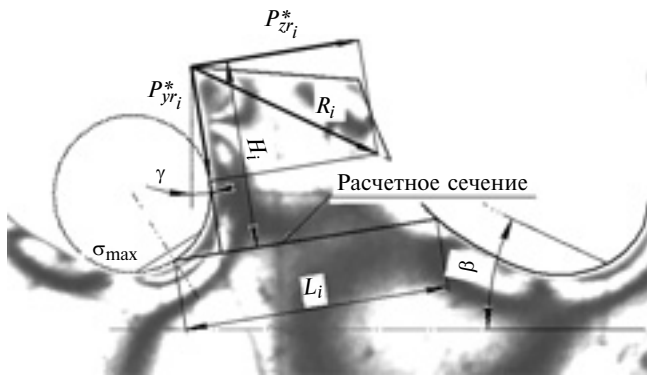


Рис. 8. Схема определения расчетного сечения в основании зуба

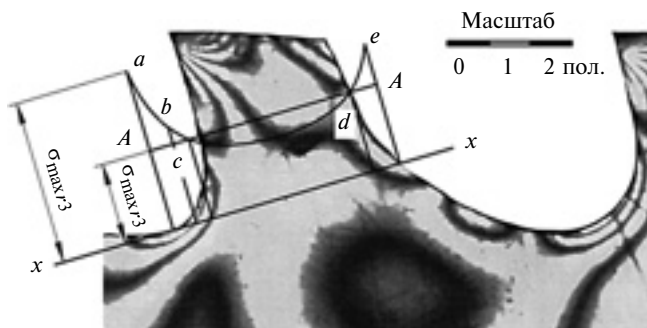


Рис. 9. Эпюры действительных и номинальных напряжений в расчетном сечении x—x зуба с $r = 3$ мм модели 24Н

Высокий коэффициент концентрации напряжений объясняется незначительным номинальным напряжением, а максимальные напряжения обусловлены малым радиусом переходного участка ножки зуба. Результаты аналогичных расчетов, выполненных для исследованных сечений и моделей протяжек, представлены в табл. 3.

Рассмотрим второй вариант определения номинальных напряжений — по прочности активного сечения тела зуба протяжки в плоскости, перпен-

дикулярной его передней поверхности и проходящей через точку с максимальным контурным напряжением σ_{max} в переходных галтелях выкружек зуба. Для вычисления номинальных напряжений воспользуемся формулой сложного сопротивления для прямой консольной балки (рис. 8).

$$\sigma_{nr_i} = \frac{R_i}{t} \left(\frac{6H_i \cos(\gamma + \beta)}{L_i^2} - \frac{\sin(\gamma + \beta)}{L_i} \right). \quad (3)$$

Здесь γ — передний угол зуба протяжки; R_i — равнодействующая сил резания на i -м зубе, которая с учетом угла β проектируется на переднюю поверхность как $P_{zr_i}^*$ и вызывает напряжение сжатия в расчетном сечении (вторая составляющая формулы); проекция равнодействующей силы R_i на направление, перпендикулярное передней поверхности, создает силу $P_{yr_i}^*$, которая изгибает зуб протяжки и вызывает растяжение в расчетном сечении основания зуба (первая составляющая формулы); L_i — ширина опасного сечения в основании зуба, проходящего через точку σ_{max} на переходной галтели; H_i , β , L_i определяют по фотограммам с учетом масштабного коэффициента (см. табл. 1, 2).

По формуле (3) для прямой консольной балки рассчитали номинальные напряжения в основании зуба новой и переточенной протяжек. Затем по экспериментальным данным определили значения коэффициентов концентрации напряжений при различных радиусах переходных галтелей моделей новой и переточенной шпоночных протяжек (табл. 4).

На рис. 9 по данным табл. 4 и фотограммы для зуба с $r = 3$ мм модели 24Н построена эпюра действительных максимальных касательных напряжений τ_{max} в расчетном сечении x—x (под кривой abcde) и приведена эпюра расчетных номинальных на-

Таблица 3

Расчетные значения коэффициентов α_{σ_i} в поперечном сечении моделей 24Н и 24П шпоночной протяжки по параметру r_i/h_{r_i} , при $r_i = 3; 4; 5$ мм и $\beta = 24^\circ$

Модель	F_{r_3}	F_{r_4}	F_{r_5}	σ_{nr_3}	σ_{nr_4}	σ_{nr_5}	σ_{maxr_3}	σ_{maxr_4}	σ_{maxr_5}	$\alpha_{\sigma r_3}$	$\alpha_{\sigma r_4}$	$\alpha_{\sigma r_5}$
	см ²			МПа								
24Н	1,53	1,55	1,55	0,81	0,81	0,81	12,14	10,2	8,6	15	12,6	10,6
24П	1,55	1,55	1,55	0,81	0,80	0,80	22,08	16,84	11,32	27	21	14,2

Примечание. В обозначении модели: 24 — угол β ориентации равнодействующей силы резания; Н — новая протяжка; П — переточенная протяжка.

Расчетные значения коэффициентов α_{σ_i} в сечении основания зуба шпоночной протяжки по параметру r_i/L_{r_i} при $\beta = 24^\circ$

Модель	σ_{nr_3}	σ_{nr_4}	σ_{nr_5}	σ_{maxr_3}	σ_{maxr_4}	σ_{maxr_5}	$\alpha_{\sigma r_3}$	$\alpha_{\sigma r_4}$	$\alpha_{\sigma r_5}$
	МПа								
24Н	5,36	6,26	5,68	12,14	11,04	8,28	2,26	1,76	1,46
24П	16,8	15,46	10,36	22,08	16,84	11,32	1,31	1,09	1,09

пряжений (в этом же сечении под прямой $A-A$). Обе эпюры построены в масштабе полос. Площади эпюр равны, а характер распределения напряжений по сечению $x-x$ различен.

По данным табл. 3 и 4 построены зависимости коэффициента α_{σ_i} концентрации напряжений от относительных геометрических параметров расчетного сечения и направления равнодействующей силы резания (рис. 10), согласно которым концентрация напряжений в переходных галтелях увеличивается с уменьшением радиуса кривизны галтели в основании зуба протяжки, что подтверждается при всех расчетных вариантах моделей протяжки. Сравнить абсолютные величины коэффициентов концентрации напряжений при разных вариантах расчета некорректно, так как одно и то же максимальное напряжение для конкретного зуба сравнивается с номинальными напряжениями в разных сечениях. Одно из расчетных сечений (тело протяжки) за все время эксплуатации инструмента не изменяется. Это первый вариант расчета, когда номинальные напряжения не зависят от износа зуба протяжки. Другое расчетное сечение (основание зуба) при эксплуатации инструмента уменьшается, поэтому в нем и максимальные, и номинальные напряжения возрастают. При этом коэффициент

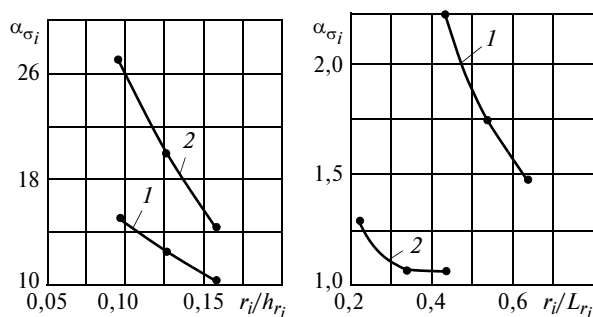


Рис. 10. Зависимости коэффициента α_{σ_i} концентрации напряжений для новой (1) и переточенной (2) протяжек от геометрических параметров при $\beta = 24^\circ$

концентрации напряжений изменяется в узком диапазоне (второй вариант расчета). В таком случае при одном и том же радиусе кривизны галтели интенсивность напряжений в расчетном сечении будет больше для меньшего коэффициента концентрации напряжений. Поэтому за расчетное следует принимать сечение с большими номинальными напряжениями, которое проходит через точку галтели зуба протяжки с максимальным контурным напряжением, что имеет место в сечении зуба изношенной протяжки.

Исследования показали, что наибольшее нагружение испытывает основание зуба переточенной протяжки с минимальным радиусом переходной галтели, поэтому этот вариант следует принимать как расчетный.

Таким образом, разработана методика эксперимента по нагружению модели шпоночной протяжки из оптически чувствительного оргстекла Э2. Отлажена техника нагружения модели силами резания и трения в направляющей опоре и силой тяги штока. Проведена серия экспериментов и получены оцифрованные фотограммы нагруженных моделей шпоночных протяжек. Исследовано влияние радиуса переходной галтели выкружки зуба на концентрацию напряжений в моделях новой и переточенной шпоночных протяжек. Построены зависимости коэффициента α_{σ_i} концентрации максимальных контурных напряжений в галтелях зубьев от параметров β , r_i/h_{r_i} и r_i/L_{r_i} . Результаты исследований рекомендуются для расчетов шпоночных протяжек из инструментального материала.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кошеленко А. С., Позняк Г. Г. Теоретические основы и практика фотомеханики в машиностроении. М.: Издательский дом "Граница", 2004. 296 с.
2. Щеголев А. В. Конструирование протяжек. М.: Машгиз, 1960. 352 с.

Причины ослабления соединений элементов колеса тепловоза

Исследовано напряженно-деформированное состояние элементов колеса тепловоза при их сборке с использованием индукционного нагревательного устройства.

Ключевые слова: бандаж, колесный центр, натяг, сборка, термовоздействие.

The stress-strain state of locomotive wheel elements during their assembling using induction heating device is investigated.

Keywords: band, wheel centre, interference, assembling, thermal exposure.

В настоящее время с ростом перевозок на железнодорожном транспорте увеличилась необходимость создания скоростного подвижного состава с повышенными показателями надежности и безопасности, что в значительной степени зависит от конструкции колесных пар [1, 2], в частности от качества соединений с натягом элементов колеса и технологии их сборки.

Технология формирования колесных пар маневрового тепловоза ТГМ-40 предполагает тепловую сборку бандажа с колесным центром и колеса с осью с помощью индукционно-нагревательного устройства (ИНУ) (рис. 1). Ввиду ослабления соединений "бандаж—колесный центр" при эксплуатации исследовали напряженно-деформированное состояние (НДС) элементов на всех этапах сборки (нагрев бандажа, посадка бандажа на колесный центр, остывание колеса, нагрев ступицы колеса, посадка колеса на ось, остывание колесной пары),

а также НДС колеса при нагреве, вызванном торможением [3, 4]. Технологический процесс имитировали на стенде лаборатории кафедры ДПМ НТУ "ХПИ". Экспериментально полученные температурные поля [5] использовали как исходные для технологического расчета НДС элементов колесной пары.

Напряженно-деформированное состояние колеса тепловоза при торможении рассчитывали методом конечных элементов (МКЭ) [6] с тороидальными КЭ треугольного поперечного сечения с тремя узлами. Использовали материалы с модулем упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициентом Пуассона $\nu = 0,33$, коэффициентом линейного расширения $\alpha = 11,9 \cdot 10^{-6}$. Колесный центр выполнен из стали 25Л-III (ГОСТ 977—75) с упругим линейным упрочнением до $\sigma_T = 240$ МПа и $\sigma_B = 450$ МПа, бандаж — из стали 60 (ГОСТ 1050—74) с $\sigma_T = 410$ МПа и $\sigma_B = 690$ МПа. В расчетах приняты исходные радиальные натяги в соединениях: "бандаж—колесный центр" — $\delta_1 = 0,438 \div 0,563$ мм; "колесо—ось" — $\delta_2 = 0,067 \div 0,1$ мм.

Сборка колеса. Расчеты НДС колеса, обусловленного соединением его элементов посадкой с минимальным (0,438 мм) и максимальным (0,563 мм) натягами показали, что в колесном центре возникает небольшая зона пластических деформаций (табл. 1 и 2). Обозначения A_1, B_1, C_1 соответствуют точкам линии контакта деталей на рис. 1.

Таблица 1

Фактический натяг Δ , мм,
в соединении "бандаж—колесный центр"

Технологический этап	Исходные радиальные натяги					
	$\delta_1 = 0,438$ мм; $\delta_2 = 0,067$ мм			$\delta_1 = 0,563$ мм; $\delta_2 = 0,100$ мм		
	Контрольные точки					
	A_1	B_1	C_1	A_1	B_1	C_1
Детали до сборки	0,438			0,563		
Колесо в сборе	0,437	0,4373	0,4383	0,5513	0,5593	0,5656
Колесо на оси	0,049	0,261	0,460	0,100	0,361	0,584
Торможение	-0,244 (зазор)	0,060	0,290	-0,173 (зазор)	0,141	0,399

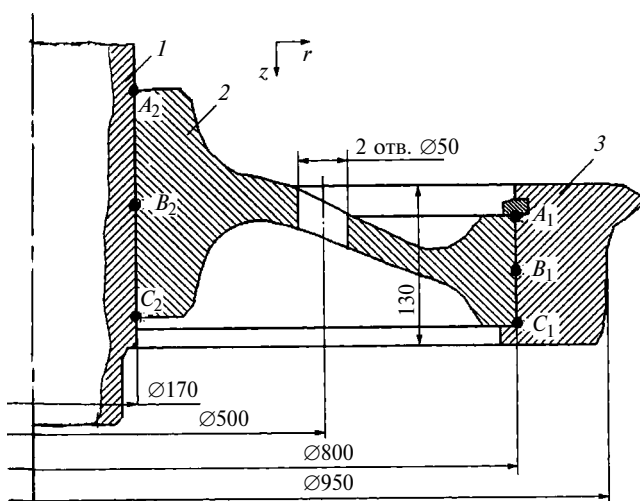


Рис. 1. Колесо тепловоза, посаженное на ось:
1 — ось; 2 — колесный центр; 3 — бандаж; $A_1, B_1, C_1, A_2, B_2, C_2$ — контрольные расчетные точки

Посадка колеса на ось. Расчеты НДС колеса, обусловленного индукционным нагревом ступицы под сборку и посадкой колеса на ось, показали наличие существенных пластических деформаций в колесном центре, которые вызвали значительные изменения натяга и сжимающих напряжений σ_r в соединениях "бандаж—колесный центр" и "колесо—ось" (табл. 1—4). Остаточные напряжения приводят к деформации колесного центра (рис. 2).

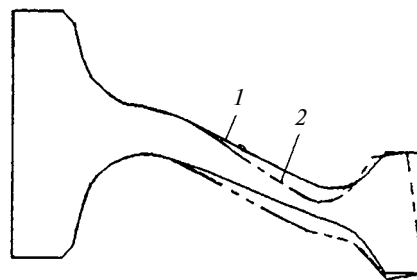


Рис. 2. Контур колесного центра в исходном состоянии (1) и после деформации, обусловленной остаточными напряжениями от технологического нагрева при посадке на ось (2)

Таблица 2
Сжимающие напряжения σ_r , МПа, в соединении "бандаж—колесный центр"

Технологический этап	Исходные радиальные натяги					
	$\delta_1 = 0,438$ мм; $\delta_2 = 0,067$ мм			$\delta_1 = 0,563$ мм; $\delta_2 = 0,100$ мм		
	Контрольные точки					
	A_1	B_1	C_1	A_1	B_1	C_1
Детали до сборки	0					
Колесо в сборе	-28,3	-20,9	-9,1	-35,8	-26,6	-11,8
Колесо на оси	-7,3	-11,1	-12,3	-11,7	-15,0	-15,4
Торможение	0	-7,5	-2,6	0	-11,1	-5,8

Таблица 3

Фактический натяг Δ , мм, в соединении "колесо—ось"

Технологический этап	Исходные радиальные натяги					
	$\delta_1 = 0,438$ мм; $\delta_2 = 0,067$ мм			$\delta_1 = 0,563$ мм; $\delta_2 = 0,100$ мм		
	Контрольные точки					
	A_2	B_2	C_2	A_2	B_2	C_2
Детали до сборки	0,067					
Колесо на оси	0,0715	0,0489	0,0497	0,1054	0,0807	0,0811
Торможение	0,0727	0,0443	0,0410	0,1064	0,0756	0,0721

Таблица 4

Сжимающие напряжения σ_r , МПа, в соединении "колесо—ось"

Технологический этап	Исходные радиальные натяги					
	$\delta_1 = 0,438$ мм; $\delta_2 = 0,067$ мм			$\delta_1 = 0,563$ мм; $\delta_2 = 0,100$ мм		
	Контрольные точки					
	A_2	B_2	C_2	A_2	B_2	C_2
Детали до сборки	0					
Колесо на оси	-35,7	-36,4	-28,0	-52,2	-65,9	-45,0
Торможение	-43,4	-30,7	-21,7	-59,9	-59,7	-38,5

Таблица 5

Распределение температуры по радиусу колеса при длительном торможении

Радиус r , м	0	0,13	0,19	0,26	0,34	0,4	0,465	0,475
Температура t , °С	25	25	30	35	65	125	145	160

Торможение. Колесные пары подвижного состава подвержены воздействию температурного поля в результате нагрева бандажа при торможении колодочными тормозами: чем продолжительнее и интенсивнее торможение, тем выше температура. Температурное поле вызывает существенное снижение сжимающих напряжений в соединении "бандаж—колесный центр", что может привести к проворачиванию бандажа относительно колесного центра. Колесо после этого подлежит замене. Распределение температур по радиусу колеса, полученное на основании расчета НДС, обусловленного нагревом бандажа при торможении [5], приведено в табл. 5. Расчеты показывают существенное снижение натяга и даже появление частичного зазора в соединении "бандаж—колесный центр" (см. табл. 1—4).

Таким образом, исследования показали, что возможными причинами ослабления соединений колеса можно назвать нарушение режимов работы ИСУ, изменение механических свойств материалов, нарушение установленных натягов, длительное торможение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Андреев Г. Я. Тепловая сборка колесных пар. Харьков: Изд-во Харьковского университета, 1965. 227 с.
2. Андреев Г. Я. Тепловая сборка в машиностроении. Харьков: УИПА, 2011. 350 с.
3. Андреев А. Г., Звонарева А. П., Манохин В. А. Исследование температурных напряжений в тепловозном колесе при торможении // Динамика и прочность машин. Респ. межвед. науч.-техн. сб. Вып. 36. Харьков: Изд-во Харьковского университета, 1982. С. 85—93.
4. Die Ermittlung der Spannungen und Verformungen in Teilen eines Diesellokomotivradsatzes bei Wärmebeanspruchungen / A. G. Andreev, O. L. Garev, V. A. Manochin, A. V. Scepkin // Technische Mechanik. Bd 7 (1986), Heft 3. S. 15—24.
5. Никольская Э. Н., Гречищев Е. С., Герасимова А. К. Исследование температурного и напряженного состояния цельнокатаного тепловозного колеса // Тр. ВНИИЖТ. М.: ВНИИЖТ, 1970. С. 184—197.
6. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 541 с.

Определение степени риска принятия решений о надежности деталей машин по интервалам расчетных значений их вероятности надежности

Предложена методика оценки риска при определении вероятностной надежности деталей машин по интервалу расчетных значений показателей надежности.

Ключевые слова: надежность, деталь, степень риска, показатель надежности, интервал значений, усеченное распределение, случайная величина.

The method of risk estimation at determining of probabilistic reliability of machine parts by limits of calculated values of reliability factors is suggested.

Keywords: reliability, part, degree of risk, reliability factor, limit, truncated distribution, random value.

Безопасность машин регламентируется стандартами и другими нормативными документами. Основным показателем безопасности является надежность машины и ее деталей по критериям их работоспособности. На практике в качестве предельной надежности (минимально допустимой по безопасности) используется нормативная вероятность P_H надежности. Аналитическое выражение условия безопасной работы имеет вид: $P \geq P_H$, где P — расчетная или экспериментальная вероятность безотказной работы машины (ее деталей). Значение P определяют вероятностно-статистическими методами [1, 2], для чего необходима полная информация о параметрах расчетной модели или большой объем экспериментальных данных. Нередко такая информация отсутствует или имеется лишь неполная (ограниченная) информация о параметрах расчетной модели. В этом случае надежность машины (ее деталей) рассчитывают различными методами в зависимости от имеющейся статистической информации [3, 4], и она характеризуется расчетным интервалом $[P_{\min}, P_{\max}]$ вероятностей надежности. Истинное значение вероятности безотказной работы находится в этом интервале и остается неизвестным. В связи с неопределенностью надежность проверяют, как правило, по условию $P_{\min} \geq P_H$, обеспечивающему наибольшую расчетную вероятность безопасной работы машины.

Расчетный интервал $[P_{\min}, P_{\max}]$ вероятности надежности имеет запас надежности, так как истинное, но неизвестное значение вероятности безотказной работы находится внутри интервала и может быть больше или равным нормативной надежности P_H . Этот запас, как правило, не используется из-за неопределенности принимаемых решений, что приводит к дополнительным материальным и временным затратам на ремонт деталей (машины) при $P_{\min} < P_H$.

Риск принятия решения (далее риск) о надежности детали (машины), исходя из промежуточных значений расчетного интервала $[P_{\min}, P_{\max}]$, отличается от риска эксплуатации машины. Поэтому предлагается методика оценки риска принятия решения о вероятности P_i надежности детали (машины) из интервала $[P_{\min}, P_{\max}]$, которое обеспечивает условие $P_i \geq P_H$. Интервал вероятностей $[P_{\min}, P_{\max}]$ представляет собой возможные значения вероятностей P_i и, следовательно, P_i можно рассматривать как случайную величину, точные границы изменчивости P_{\min} и P_{\max} которой известны. Если принять допущение $P_{\text{ср}} = 0,5(P_{\min} + P_{\max})$, то средняя вероятность $P_{\text{ср}}$ войдет в число известных величин.

Для описания такой случайной величины (в общем случае X) используем усеченные интервальные функции распределения [5] в виде граничных функций $\underline{F}(x)$ и $\bar{F}(x)$ (рис. 1) с точными границами a и b (в данном случае $a = F_{\min}$, $b = F_{\max}$).

Таким образом, функции распределения имеют вид:

$$\underline{F} = \begin{cases} 0, & \text{если } x < \bar{x}; \\ \frac{x - \bar{x}}{x - a}, & \text{если } \bar{x} \leq x < b; \\ 1, & \text{если } x \geq b; \end{cases} \quad (1)$$

$$\bar{F} = \begin{cases} 0, & \text{если } x \leq a; \\ \frac{b - \bar{x}}{b - x}, & \text{если } a \leq x < \bar{x}; \\ 1, & \text{если } x \geq \bar{x}. \end{cases} \quad (2)$$

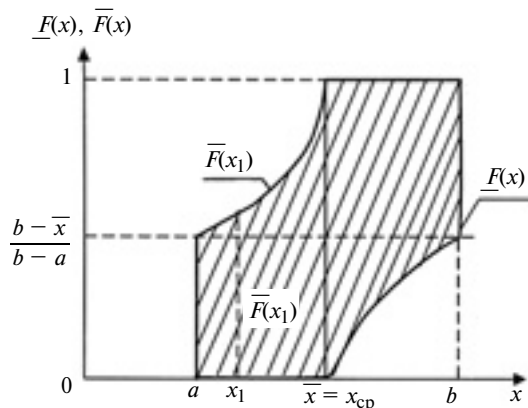


Рис. 1. Усеченный интервальный закон распределения $\underline{F}_X(x) \leq F_X(x) \leq \bar{F}(x)$ (\bar{x} — среднее значение X)

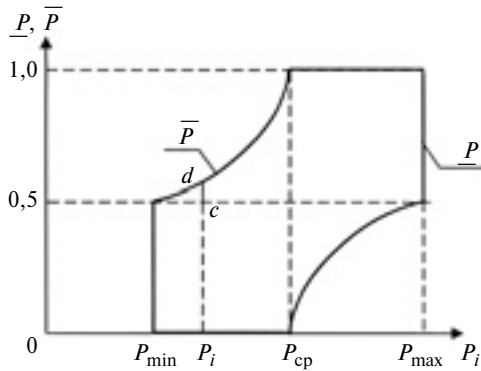


Рис. 2. Зависимости верхнего и нижнего значений вероятностей (\bar{P} и \underline{P}) от вероятностей P_i

Вероятность того, что $x < x_1$ (см. рис. 1) определяется интервалом значений функций с границами

$$\underline{F}(x_1) = 0 \text{ и } \bar{F}(x_1) = \frac{b - \bar{x}}{b - x_1} \text{ или } \left[0; \frac{b - \bar{x}}{b - x_1} \right].$$

Применительно к вероятности безотказной работы машины, т. е. для множества $\{P_{ij}\}$, заключенного в интервале $[P_{\min}, P_{\max}]$, функции распределения примут вид, представленный на рис. 2. Назовем их функциями риска. Если принять, что $P_{cp} = 0,5(P_{\min} + P_{\max})$, то при $P_i = P_{\min}$, т. е. при минимальной вероятности надежности детали решение $P_i = P_{\min}$ согласно рис. 2 имеет граничные значения $\underline{P} = 0$ и $\bar{P} = 0,5$. Так как $\underline{P} = 0$, а при $P_i < P_{\min}$ имеем $\bar{P} = 0$, то риск принятия решения о вероятности надежности детали, равной P_{\min} , будем считать нулевым.

Функции риска аналогично выражения (1) и (2) имеют вид:

$$\underline{P}(P_i) = \begin{cases} 0, & \text{если } P_i \leq P_{cp}; \\ \frac{P_i - P_{cp}}{P_i - P_{\min}}, & \text{если } P_{cp} < P_i \leq P_{\max}; \\ 1, & \text{если } P_i > P_{\max}; \end{cases} \quad (3)$$

$$\bar{P}(P_i) = \begin{cases} 0, & \text{если } P_i \leq P_{\min}; \\ \frac{P_{\max} - P_{cp}}{P_{\max} - P_i}, & \text{если } P_{\min} < P_i \leq P_{cp}; \\ 1, & \text{если } P_i > P_{cp}. \end{cases} \quad (4)$$

Значение $\bar{P} = 0,5$ (см. рис. 2) найдено подстановкой $P_{cp} = 0,5(P_{\min} + P_{\max})$ и $P_i = P_{\min}$ в уравнения (4).

Если из расчетного интервала $[P_{\min}, P_{\max}]$ вероятности надежности детали (см. рис. 2) выбрать $P_i = P_{\min}$ при $P_H > P_{\min}$, то надежность не будет отвечать требованиям безопасности эксплуатации машины. Если снизить риск и принять из расчет-

ного интервала надежности нормативную вероятность безотказной работы, т. е. $P_i = P_H$ при $P_{\min} \leq P_H \leq P_{\max}$, то некоторая безопасность эксплуатации детали будет обеспечена. Такое повышение надежности не приведет к дополнительным расходам. Однако для этого необходим анализ работы данной детали при обеспечении безопасной эксплуатации.

При $P_i \geq P_{\max}$ вероятность отказа равна 1. При $P_i = P_{cp}$ вероятность отказа определяется интервалом $[0; 1]$, поэтому принимаем вероятность равной 0,5. В интервале $[P_{\min}, P_{cp}]$ вероятности надежности детали риск принятия решения находится в интервале $[0; 0,5]$. Если принять $P_i = P_{\min} + \Delta P$, то риск R принятия решения будет соответствовать отрезку cd (см. рис. 2) и определяться формулой

$$R = \frac{P_{\max} - P_{cp}}{P_{\max} - P_i} - 0,5. \quad (5)$$

Принятие решения о надежности детали с риском $R > 0,5$, т. е. при $P_i \leq P_{cp}$, недопустимо по условию безопасности.

Рассмотрим примеры оценки выбора степени риска. В работе [6] найдена надежность шейки коленчатого вала при циклическом нагружении. Получена вероятность безотказной работы в виде расчетного интервала надежности $[0,93; 1,00]$, т. е. $P_{\min} = 0,93$; $P_{\max} = 1$; $P_{cp} = 0,965$. При $P_H = 0,94$ надежность шейки вала не обеспечивается, если из расчетного интервала вероятности надежности принять минимальное значение 0,93. Если принять $P_i = P_H = 0,94$, то с учетом выражения (5) риск принятия такого решения составит $R = [(P_{\max} - P_{cp}) / (P_{\max} - P_H)] - 0,5 = 0,08$.

В работе [7] расчет надежности вала при ограниченной информации выполнен с применением распределения неравенства Чебышева. В результате расчетов найдена вероятность надежности вала в виде интервала $[0,833; 0,978]$, т. е. $P_{\min} = 0,833$, $P_{\max} = 0,978$, $P_{cp} = 0,905$. Примем $P_i = P_H = 0,85$.

Риск такого решения составит $R = \frac{0,978 - 0,905}{0,978 - 0,850} - 0,5 = 0,07$.

Предложенную методику оценки риска принятия решения о надежности по расчетным интервалам вероятности надежности детали можно использовать и при выборе варианта на этапе проектирования, и при эксплуатации машин и механизмов, так как сравнение вариантов по критериям и параметрам расчетного интервала надежности вызывает затруднение, ввиду того, что приходится оценивать надежность одновременно по P_{cp} и по интервалу $[P_{\min}, P_{\max}]$. Может оказаться, что P_{cp1} первого варианта больше P_{cp2} второго, но интервал надежности первого варианта больше интервала второго

Использование клиноременной передачи в качестве демпфера в измерителе среднего вращающего момента привода

Проанализированы измерительные устройства вращающего момента приводов. Рассмотрены конструкция и расчет основных элементов измерителя среднего вращающего момента при использовании клиноременной передачи в качестве демпфера измеряемой нагрузки.

Ключевые слова: привод машины, вращающий момент, измерение, клиноременная передача.

The measurement instruments of a torque moment in drives are analyzed. The structure and analysis of major elements of a measuring device of an average torque moment at using the V-belt drive as damper of the load under measure are considered.

Keywords: machine drive, torque moment, measurement, V-belt drive.

В приводах различных технологических машин могут возникать случайные переменные нагрузки. Поэтому для оптимизации технологических процессов в качестве сигнала обратной связи целесообразно использовать средний вращающий момент, для определения которого имеются различные измерительные устройства [1], например измеритель среднего вращающего момента (ИСВМ) с механической передачей, соединенной с валом посредством упругого элемента (пружины). Средний вращающий момент определяют по углу закручивания пружины, как полусумму максимального и минимального моментов. Полученное таким способом значение среднего вращающего момента соответствует его изменению в течение одного оборота вала, представленному на рис. 1 графиком 2. Значение среднего момента, изменяющегося в соответствии с графиком 1, будет завышено, в соответствии с графиком 3, занижено.

В исследованиях для измерения среднего вращающего момента используют электронные измерительные устройства [2], применение которых в производственных условиях затруднено. Поэтому была поставлена задача — разработать ИСВМ для продолжительной работы в производственных условиях, в частности для цепного привода [3].

На рис. 2 представлена схема ИСВМ для измерения среднего вращающего момента цепного привода. На приводном валу 1 подвижно в тангенциальном направлении на ступицу 11 установлена ведомая звездочка 10. Ступица 11 кинематически соединена с одной стороны с валом посредством пружины 9 кручения, с другой стороны — с полушківом (конусным диском) 12 клинового приводного ремня 13, поджимаемого вторым полушківом 14, кинематически жестко соединенным с валом 1. Натяжение клинового ремня 13 создается натяжным шківом 15. Звездочка 10 полым цилиндром 8 соединена с диском 7. На валу 1 закреплен

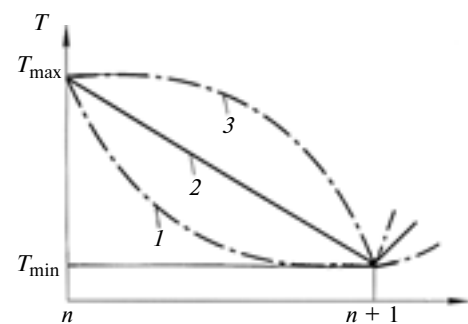


Рис. 1. Графики возможных изменений вращающего момента T в течение одного оборота вала привода машины



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 39)

варианта. Имеющуюся неопределенность можно устранить сравнением значений рисков принятия решения о надежности для двух вариантов при $P_i = P_H$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Труханов В. М. Методы обеспечения надежности изделий машиностроения. М.: Машиностроение, 1995. 304 с.
2. Надежность машин / Д. Н. Решетов, А. С. Иванов, В. З. Фадеев. М.: Высшая школа, 1988. 238 с.
3. Кузнецов В. П. Интервальные статистические модели. М.: Радио и связь, 1991. 270 с.

4. Уткин Л. В. Анализ риска и принятие решений при неполной информации. СПб.: Наука, 2007. 404 с.

5. Уткин В. С., Уткин Л. В. Расчет надежности деталей машин с использованием усеченных интервальных функций распределения вероятностей // Вестник машиностроения. 2012. № 7. С. 13.

6. Уткин В. С. Расчет надежности коленчатого вала по критерию сопротивления усталости при ограниченной статистической информации // Вестник машиностроения. 2010. № 8. С. 21—25.

7. Уткин В. С. Расчет надежности вала по прочности при ограниченной информации с использованием распределений на основе неравенства Чебышева // Вестник машиностроения. 2011. № 1. С. 21—25.

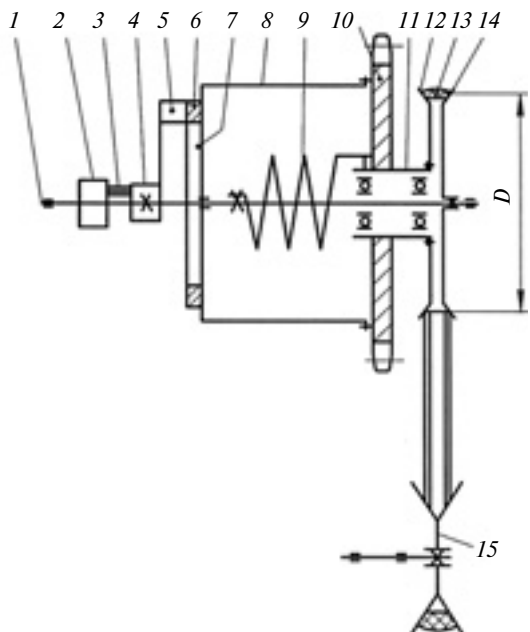


Рис. 2. Схема ИСВМ, установленного на ведомой звездочке цепной передачи

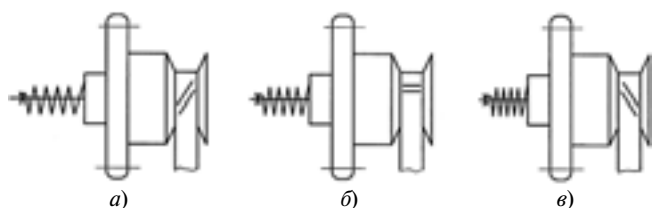


Рис. 3. Схемы работы ИСВМ с демпфером при увеличивающейся (а), постоянной (б) и уменьшающейся (в) нагрузке

кронштейн 4 щеткодержателя, щетки 5 которого контактируют с кольцевым резистором 6 на диске 7.

Сначала нагрузка с вала 1 передается на звездочку 10 через клиновой ремень 13 посредством сил трения, возникающих на боковых поверхностях конусных дисков 12 и 14, что приводит к поперечному сдвигу ремня 13 в нормальном сечении (рис. 3, а) и закручиванию пружины 9 (см. рис. 2) до тех пор, пока вся нагрузка не будет передаваться полностью этой пружиной (рис. 3, б).

При уменьшении нагрузки, передаваемой звездочкой 10, пружина 9, раскручиваясь, создает сдвиг ремня 13 в нормальном сечении в обратном направлении (рис. 3, в) до тех пор, пока ее нагружение не будет соответствовать нагрузке, передаваемой звездочкой на вал. Так как интенсивность деформации пружины от сдвига ремня в нормальном сечении значительно отстает от интенсивности изменения передаваемой нагрузки, то пружина закручивается на угол, соответствующий средней нагрузке, передаваемой приводом машины, работающей в установившемся режиме. Величина закручивания

пружины регистрируется электроизмерительной аппаратурой по величине разбалансировки моста Кристи [4], два плеча которого образованы кольцевым резистором 6 на диске 7.

Информацию о среднем передаваемом вращающем моменте можно получить и механическим путем, например, установив на валу 1 (см. рис. 2) и цилиндре 8 зубчатые колеса, кинематически связанные с дифференциальным механизмом, от которого сигнал о передаваемой нагрузке поступает в угловом измерении.

Установив на валу 1 подвижно в осевом и неподвижно в тангенциальном направлениях полый винт, кинематически соединенный с гайкой на цилиндре 8, получим сигнал о передаваемой нагрузке в виде линейного измерения перемещения полого винта.

С помощью стробоскопа можно визуально наблюдать за изменением измеряемого параметра по углу поворота относительно друг друга конусных дисков 12 и 14, для чего на конусном диске 14 надо нанести угловую шкалу, а на конусном диске 12 — радиальную метку.

Получить информацию о среднем передаваемом вращающем моменте можно и многими другими способами: индуктивным, емкостным и т. д.

Перейдем к расчету основных элементов конструкции предлагаемого ИСВМ. Для этого необходимо определить закон изменения нагрузки на привод машины, работающей в установившемся режиме. На рис. 4 приведены зависимости вращающего момента T на валу привода и его среднего значения T_c от угловой скорости ω вала. Из принципа работы демпферного устройства ИСВМ следует, что ремень 13 (см. рис. 2), соприкасающийся с конусными дисками 12 и 14 по расчетному радиусу $0,5D$ (угол обхвата α), при отклонении момента T от его среднего значения T_c на ΔT будет нагружен по рабочей боковой поверхности, соприкасающейся с конусным диском 14, силой трения F_t , в результате чего возникнет момент трения на конус-

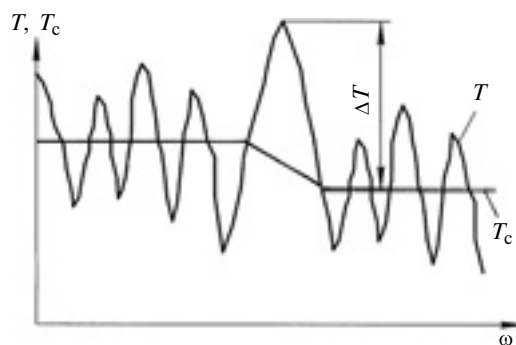


Рис. 4. Зависимости вращающего момента T и его среднего значения T_c на приводном валу машины от его угловой скорости ω

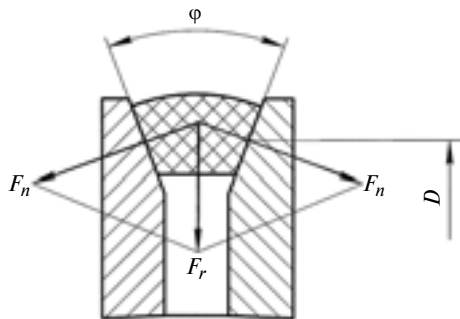


Рис. 5. Схема сил, действующих на конусные диски

ном диске 14, равный моменту трения T_t и противоположный по направлению:

$$\Delta T = T_t = F_n 0,5D = 0,5F_n Df, \quad (1)$$

где F_n — нормальная сила, действующая на боковую поверхность каждого из конусных дисков (рис. 5); f — коэффициент трения клинового ремня и поверхностей конусных дисков.

Согласно схеме силового нагружения конусных дисков (см. рис. 5)

$$F_n = F_r / 2 \sin(\varphi/2), \quad (2)$$

где F_r — радиальная сила, создаваемая клиновым ремнем по углу α обхвата конусных дисков; φ — угол желоба для клинового ремня, создаваемый конусными дисками.

Суммарная радиальная сила F_r по углу обхвата конусных дисков составляет

$$F_r = F_0 \alpha, \quad (3)$$

где F_0 — начальное натяжение ремня.

Подставив в уравнение (1) последовательно зависимости (2) и (3), получим основное уравнение для расчета демпферного устройства ИСВМ:

$$\Delta T = F_0 D f \alpha / [4 \sin(\varphi/2)]. \quad (4)$$

Зная ΔT и выбрав конструктивные размеры D , α , φ и коэффициент трения (в данном случае $f = 0,16 \div 0,17$), можно определить начальное натяжение ремня:

$$F_0 = \frac{4 \Delta T \sin \frac{\varphi}{2}}{D f \alpha}. \quad (5)$$

Задав напряжение σ_0 от начального натяжения ремня [5], определим площадь поперечного сечения ремня:

$$A = F_0 / \sigma_0, \quad (6)$$

по которой подберем по ГОСТ 1284.1—89 ремень стандартного сечения.

Расчетом проверим принятые значения диаметров конусных дисков и натяжного ролика, которые не должны быть меньше минимально допусти-

мых для ремня принятого сечения. По уточненному значению диаметра D находим угол φ желоба для ремня по нормативным документам на ремни и шкивы. По формуле (4) проверяем выбранные параметры и при необходимости корректируем их.

Разработанный ИСВМ испытывали на цепном приводе при частоте вращения ведомой звездочки $n_3 = 500; 1000$ и 1500 мин^{-1} и номинальном вращающем моменте $T_H = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$. При расчетном диаметре конусных дисков и диаметре шкива $D = 0,2 \text{ м}$ и угле желоба $\varphi = 36^\circ$ использовали ремень сечением типа Б. Торможение ведомого вала цепной передачи осуществлялось ленточным тормозом. Напряжение от начального натяжения ремня составляло $\sigma_0 = 1,6 \text{ Н/мм}^2$. Значения среднего вращающего момента, снятые с ИСВМ и непосредственно с ведомого вала цепного привода, поступали на осциллограф Н-104.

Анализ осциллограмм показал:

максимальное отклонение ΔT от номинального вращающего момента T_H составило 20 % при частоте вращения ведомой звездочки $n_3 \approx 1500 \text{ мин}^{-1}$;

отклонение вращающего момента T от среднего значения T_c имело, как правило, случайный характер;

расхождение значений среднего вращающего момента, определенных по осциллограммам, и значений, снятых непосредственно с ведомого вала цепного привода, составило $\approx 1 \%$, что, возможно, вызвано погрешностями обработки осциллограмм;

при резком торможении и уменьшении нагрузки на привод наблюдалось проскальзывание ремня по конусным дискам в течение $\approx 0,05 \text{ с}$;

при изменении нагрузки на привод показания ИСВМ практически мгновенно приходят в соответствие с передаваемой нагрузкой;

с увеличением частоты вращения приводного вала I (см. рис. 2) чувствительность ИСВМ к изменениям передаваемой нагрузки повышается;

чувствительность ИСВМ к изменению передаваемой нагрузки достаточно высока, о чем свидетельствует увеличение момента сопротивления проворачиванию ведомого вала в опорах, зафиксированное при увеличении начального натяжения ремня на холостом ходу передачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Василенко П. М., Василенко И. И.** Автоматизация процессов сельскохозяйственного производства. М.: Колос, 1972. 574 с.
2. **Фролов Л. Б.** Измерение крутящего момента. М.: Энергия, 1974. 120 с.
3. **А. с. 555303 СССР:** МКИУ G01L 3/18. Измеритель крутящего момента механических передач.
4. **Карандеев К. Б.** Специальные методы электрических измерений. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1983. 344 с.
5. **Пронин Б. А., Ревков Г. А.** Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). М.: Машиностроение, 1967. 404 с.

"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"
(под общей редакцией академика Российской инженерной академии
и академии космонавтики, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 621.03

А. А. ЗЮЗИН, канд. техн. наук, Б. Н. КАЗЬМИН, М. Д. ЮРОВ
(Липецкий ГТУ), e-mail: kaf-ts@stu.lipetsk.ru

Влияние гармонических составляющих отклонений формы и расположения поверхностей трения подшипников скольжения на нутационное движение оси вала

Рассматривается взаимосвязь гармонических составляющих отклонений формы и расположения поверхностей трения подшипников скольжения и нутационного движения оси вала. Установлено, что при разных сочетаниях составляющих отклонений амплитуда движения вала может изменяться в $8 \div 10$ раз.

Ключевые слова: подшипник скольжения, отклонение формы, эллипсность, огранка, микронеровности, гармонические составляющие.

The correlation between harmonic members of form deviations and disposition of friction surfaces of sliding bearings and nutation movement of shaft axis is considered. It is determined, that the amplitude of shaft movement can vary in $8 \div 10$ times at different combinations of deviations components.

Keywords: sliding bearing, form deviation, ovality, lobing, microroughnesses, harmonic members.

В основе гармонического анализа отклонений формы и расположения поверхностей вращения лежит представление погрешностей текущего радиус-вектора $\Delta R_i(\varphi_i)$ контролируемого профиля в виде тригонометрического полинома Фурье p -го порядка [1]:

$$\Delta R_i(\varphi_i) = \sum_{k=1}^{k=p} A_k \sin(k\varphi_i + \gamma_k), \quad (1)$$

где A_k, γ_k — соответственно амплитуда и начальная фаза k -й гармонической составляющей отклонений текущего радиус-вектора

$\Delta R_i(\varphi_i)$ рассматриваемого профиля поперечного сечения поверхности детали относительно общей оси вращения; p — порядок полинома, т. е. число его членов, учитываемых при оценке степени точности профиля; φ_i — угол поворота радиус-вектора относительно выбранного начала отсчета (текущий угол).

Члены тригонометрического полинома (1) показывают долевое влияние на текущие отклонения радиус-вектора $\Delta R_i(\varphi_i)$ элементарных погрешностей обработки: первый — эксцентриситета профиля относительно общей оси вращения; второй — эллипс-

ности; третий — огранки с трехвершинным профилем и т. д. Отклонения от круглости и концентричности реального профиля, полученные при непрерывной записи показаний датчика измерений, рассматривали как функцию с периодом 2π . Современные кругломеры TALYROND (модификации 73-P, 440, 450) фирмы TAILOR-HOBSON (Великобритания) оснащены программным обеспечением для гармонического анализа отклонений от правильной формы и концентричности исследуемых профилей поверхностей деталей, в том числе коленчатых и распределительных валов, блоков цилиндров и др.

При записи множества реализаций некруглости профилей поверхностей вращения в фиксированных по осевой координате поперечных сечениях выявляются также амплитуды и начальные фазы неконцентричности их геометрических центров в общем спектре гармонических составляющих результирующих отклонений от цилиндричности исследуемой поверхности.

Так как гармонические составляющие разных частот не коррелированы между собой, дисперсия результирующих отклонений профиля поперечного сечения поверхности вращения по некруглости и неконцентричности опреде-

ляется по формуле $D_A = \sum_{k=1}^{k=p} \frac{A_k^2}{2}$.

Гармонический анализ отклонений формы и расположения высокоответственных поверхностей деталей позволяет определить спектры элементарных составляющих и их значимость в суммарной дисперсии результирующих погрешностей обработки, т. е. выделить доминирующие гармоники, установить их влияние на эксплуатационные показатели сопрягаемых деталей и разработать конструкционные и технологические мероприятия по повышению надежности составных сборочных единиц и машины в целом.

В результате статистического исследования отклонений формы и взаимного расположения основных поверхностей разных деталей на основании гармонического анализа установлено, что в результирующих отклонениях от круглости и цилиндричности преобладают гармонические составляющие низкой частоты второго, третьего и четвертого порядков — эллипсность и огранка с трех- и четырехвершинным профилем, на которые приходится 70÷80 % суммарной дисперсии реальных отклонений [2, 3]. Установлено, что относительное распределение амплитуд гармоник второго, третьего и четвертого порядков ($A_2:A_3:A_4$) в спектрах отклонений формы основных поверхностей деталей соответствует диапазону от 1,0:0,5:0,4 до 1,0:0,4:0,2. Анализ амплитуд и углов расположения начальных фаз изменения гармонических составляющих отклонений от круглости и концентричности левой и правой опорных шеек исследуемых валов и сопрягаемых с ними втулок подшипников скольжения показал, что одноименные гармоники в их спектрах имеют разные амплитуды, которые не совпадают по фазе изменения и носят случайный характер. Нестабильность оценочных параметров

отклонений формы и волнистости даже близлежащих профилей поперечных сечений исследуемых поверхностей составляет 10÷15 % и более.

Так как при эксплуатации режим работы машины изменяется в широком диапазоне, то при пуске, торможении, изменении скоростей и условий нагружения механизмов, перепадах давлений в смазочных системах и ряде других случаев нормальные условия трения нарушаются — масляный слой может неполностью разделять поверхности трения. Тогда в результате отклонений формы, расположения (несоосность, перекос осей), волнистости и шероховатости сопрягаемых поверхностей трения в каждый момент времени контакт между ними происходит по наиболее выступающим микронеровностям. Мгновенные точки и пятна контакта сопрягаемых поверхностей трения подшипников скольжения фактически располагаются в пределах угла, определяемого реальным зазором в сопряжении опорной шейки вала и втулки и наибольшими макро- и микронеровностями, т. е. отклонениями формы, волнистостью и шероховатостью этих поверхностей. При работе машины общая ось вращения вала совершает сложное нутационное движение, определяемое значениями опорных текущих радиус-векторов микронеровностей вала и параметрами углового расположения опорных пятен (точек) микронеровностей втулки подшипника скольжения.

На рис. 1, I, II представлены фрагменты контакта реальных профилей поперечных сечений поверхностей трения втулки и опорной шейки вала в исходном положении (*а*) и при повороте вала на 90° (*б*) при разных сочетаниях спектров амплитуд гармонических составляющих их отклонений от круглости. Видно, что

при уменьшении амплитуд гармонических составляющих низкочастотного диапазона (2, 3 и 4-го порядков) и приближении их значений к амплитудам среднечастотного диапазона (условно начиная с пятой гармоники) смещение центра рассматриваемого поперечного сечения уменьшается в 8÷10 раз (см. рис. 1, II).

Представив погрешности текущих радиус-векторов опорных профилей вала в виде тригонометрического полинома Фурье p -го порядка, методом планов малых перемещений определено уравнение нутационного движения оси вала:

$$\Delta f_{2p}(\varphi_i, y_M) = \sum_{k=2}^{k=p} \left[\frac{y_M}{L} A_{k\text{л}} K_k \times \right. \\ \left. \times \sin(k\varphi_i + \gamma_{k\text{л}} - \varepsilon_k) + \left(1 - \frac{y_M}{L} \right) \times \right. \\ \left. \times A_{k\text{п}} K_k \sin(k\varphi_i + \gamma_{k\text{п}} - \varepsilon_k) \right],$$

где $A_{k\text{л}}$, $\gamma_{k\text{л}}$ и $A_{k\text{п}}$, $\gamma_{k\text{п}}$ — амплитуда и начальная фаза k -й гармонической составляющей спектров отклонений формы соответственно левой и правой опорных шеек вала; φ_i — угол поворота радиус-вектора (текущий угол) относительно выбранного начала отсчета; y_M — продольная координата рассматриваемого поперечного сечения поверхности трения; L — расстояние между крайними, наиболее удаленными профилями поперечных сечений поверхностей трения левой и правой опорных шеек вала; K_k — функция передаточных коэффициентов k -й гармоники отклонений формы поверхностей трения опорных шеек вала; ε_k — составляющая угла сдвига фазы изменения k -й гармоники, определяемая углами расположения наиболее выступающих вершин неровностей поверхностей трения втулок.

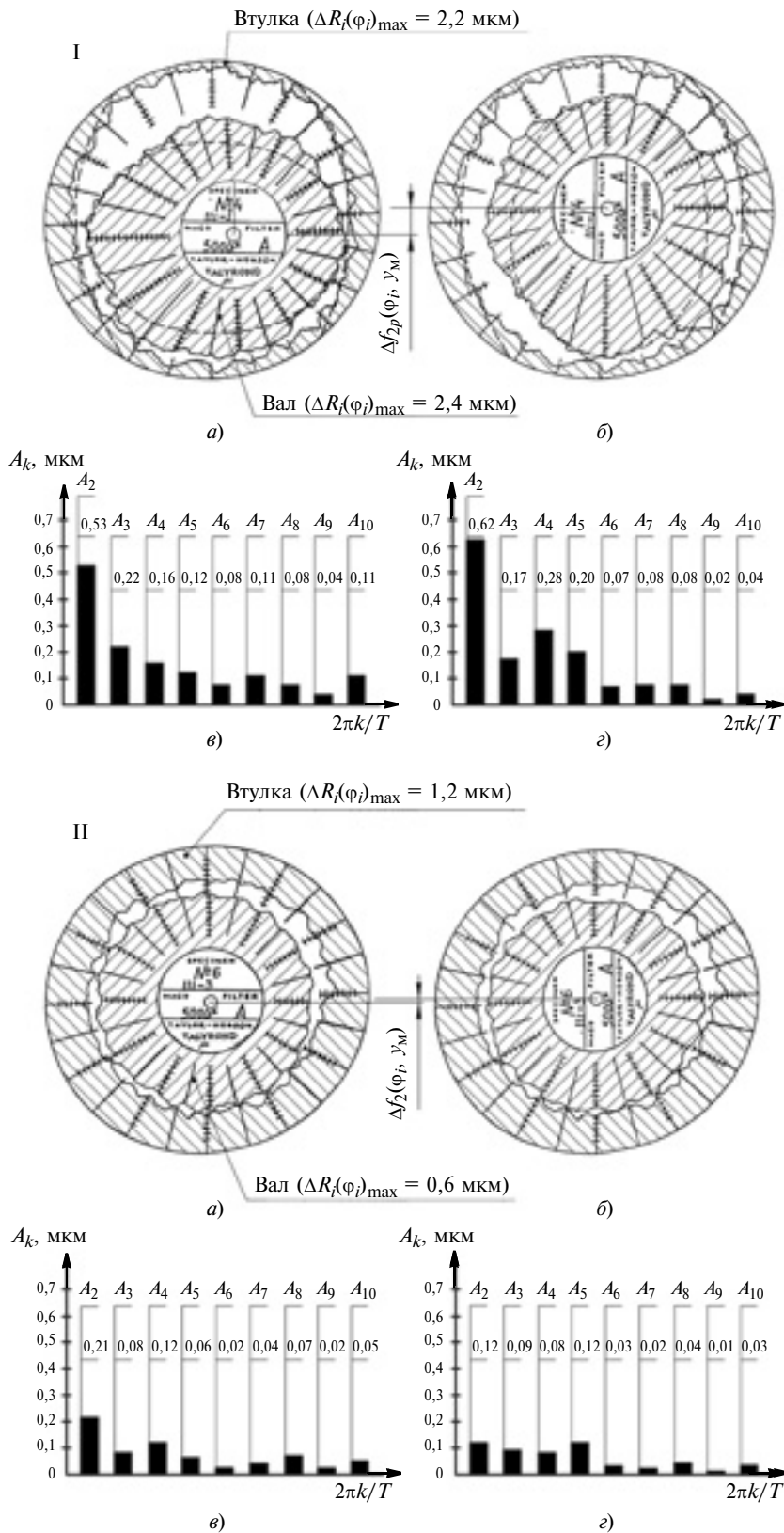


Рис. 1. Фрагменты контакта профилей поперечных сечений втулки и вала в исходном положении (а) и при повороте вала на 90° (б) при разных сочетаниях спектров амплитуд гармонических составляющих некруглости профилей втулки (в) и вала (г):

I — при доминировании эллипсности в профилях втулки и вала; II — при уменьшении амплитуд гармоник 2, 3 и 4-го порядков в спектрах некруглостей втулки и вала

Для определения K_k и ε_k получены выражения:

$$K_k = \frac{\sqrt{\sin^2(\alpha + \psi) - 2\sin(\alpha + \psi) \times \sin \alpha \cos k\psi + \sin^2 \alpha}}{\sin \psi},$$

$$\varepsilon_k = \arctg \frac{\sin \alpha \sin k(\alpha + \psi) - \sin(\alpha + \psi) \sin k\alpha}{\sin \alpha \cos k(\alpha + \psi) - \sin(\alpha + \psi) \cos k\alpha},$$

где ψ — угол расположения наиболее выступающих вершин микронеровностей поверхностей трения втулок; α — угол расположения вектора колебаний вала относительно базы отсчета, принятой по схеме установки датчика измерений.

В системе MathCAD исследовано влияние параметров ψ и α на изменение функции передаточных коэффициентов K_k для ряда гармоник низко-, средне- и высокочастотного диапазонов.

На рис. 2 представлены пространственные геометрические изображения изменения функции передаточных коэффициентов $K_k = Z_k(\psi, \alpha)$ в виде поверхностей отклика для гармоник 2, 3, 10 и 20-го порядков при изменении параметров ψ и α в интервале от 10° до 170° . Установлено, что для каждой гармоники отклонений реального профиля имеются "благоприятные" сочетания параметров ψ и α , при которых $K_k = 0$. С увеличением порядка гармоники число таких сочетаний возрастает и составляет на единицу меньше порядкового номера гармоники. При $k \rightarrow \infty$ функция передаточных коэффициентов $K_k \rightarrow 0$, что способствует уменьшению амплитуды колебания оси вала $\Delta f_{2p}(\varphi_i, y_M)$ и стабилизации ее положения.

В зависимости от задачи исследования последний порядковый номер гармоники $k = p$ отклонений профиля поверхности принимается по критерию отно-

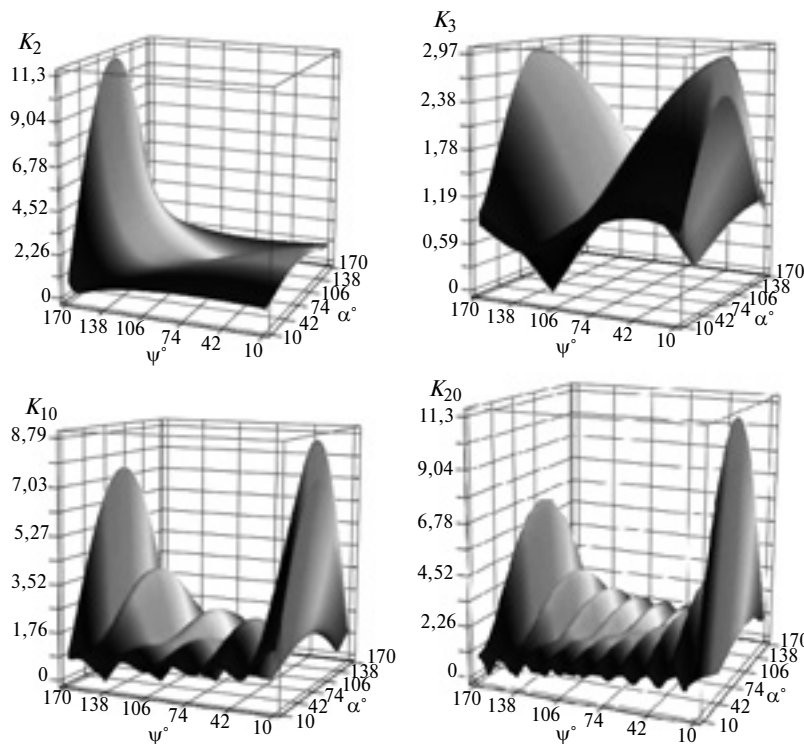


Рис. 2. Изменение функций $K_k(\psi, \alpha)$ для второй (K_2), третьей (K_3), десятой (K_{10}) и двадцатой (K_{20}) гармоник

шения шага S к высоте H неровностей с обеспечением условия жидкостного трения на всех режимах эксплуатации механизма. В работах [1, 4] для макрогеометрических отклонений принято отклонение $S/H > 1000$, для волнистости — $S/H = 50 \div 1000$, для шероховатости — $S/H < 50$. Эти отношения можно считать условными, так как резких границ между неровностями обрабатываемых поверхностей не существует. При обработке технологиче-

ская система "станок—приспособление—заготовка—инструмент" представляет собой сложную замкнутую динамическую систему, в которой действуют возмущающие факторы разных диапазонов частот, порождающие различные неровности.

Для решения проблемы на данный период важно в погрешностях обработки поверхностей трения валов и втулок в первую очередь конструктивно и технологически минимизировать ам-

плитуды гармонических составляющих низкочастотного диапазона 2, 3 и 4-го порядков. При уменьшении этих амплитуд до среднечастотного уровня микро рельеф поверхности становится близким к изотропному, обеспечивающему наилучшую работоспособность пар трения скольжения [5].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Ляндон Ю. И. Функциональная взаимозаменяемость в машиностроении. М.: Машиностроение, 1967. 220 с.
2. Статистическая оценка точности опорных валков листовых станов холодной прокатки на основе гармонического анализа / М. Ф. Сухов, А. А. Зюзин, Л. И. Боровик и др. // Изв. вузов. Машиностроение. 1973. № 7. С. 145—149.
3. Зюзин А. А., Казьмин Б. Н. Оценка отклонений формы и радиального биения поверхностей вращения // Автомобильная промышленность. 2009. № 5. С. 35—37.
4. Технология машиностроения / В. М. Бурцев, А. С. Васильев, А. М. Дальский и др. Под ред. А. М. Дальского. Т. 1. Основы технологии машиностроения. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 564 с.
5. Зюзин А. А., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. Влияние спектров макро- и микронеровностей на работоспособность поверхностей трения скольжения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2008. № 5. С. 3—14.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

- "Роспечать" — индекс **70120**;
 "Пресса России" — индекс **27841**;
 "Почта России" — индекс **60264**.



УДК 621.923:621.922

Ю. В. ДИМОВ, д-р техн. наук, Д. Б. ПОДАШЕВ (Иркутский ГТУ),
e-mail: Dimov-Ura@yandex.ru

Износостойкость эластичных абразивных кругов при обработке деталей¹

По экспериментальным данным получены зависимости интенсивности изнашивания эластичных абразивных кругов от их радиальной деформации, скорости резания и продольной подачи. Показано, что износ инструмента находится в линейной зависимости от силы резания и температуры.

Ключевые слова: эластичный абразивный круг, износ, силы резания, температура.

The dependencies of wear intensity of elastic abrasive disks on their radial deformation, cutting speed and longitudinal feed are obtained basing on experimental data. It is shown, that tool wear is linearly dependent on cutting force and temperature.

Keywords: elastic abrasive disk, wear, cutting forces, temperature.

Эластичные абразивные круги (АК) используют при финишной обработке для получения поверхностей требуемой шероховатости, для подготовки под лакокрасочные покрытия, удаления заусенцев, скругления острых кромок, а также при предварительной обработке перед полированием и глянецованием и т. п. Данную обработку применяют для различных материалов: металлов, их сплавов, пластмасс, дерева, стекла, керамики, камня.

Сегодня выпускают множество различных эластичных абразивных и неабразивных кругов для финишной обработки деталей, анализ их конструкций приведен в работе [1].

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ по постановлению Правительства № 218 от 9 апреля 2010 г. в рамках реализации комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства "Автоматизация и повышение эффективности процессов изготовления и подготовки производства изделий авиатехники нового поколения на базе НПК "Иркут" с научным сопровождением Иркутского ГТУ", шифр 2012-218-03-120.

В процессе обработки в АК при взаимодействии с заготовкой возникают контактные напряжения, кроме того, инструмент подвергается термическим воздействиям, что приводит к его разрушению.

Износостойкость инструмента определяется временем, в течение которого инструмент способен выполнять свои функции с требуемой точностью.

Достоверная оценка износостойкости инструмента особенно важна при обработке на станках с ЧПУ, так как плановая замена инструмента уменьшает вмешательство оператора в процесс обработки, а также позволяет предусматривать своевременное ее прекращение, что снижает число бракованных деталей из-за износа инструмента, превышающего предельно допустимое значение. Кроме того, незапланированные простои оборудования снижают производительность. Для повышения экономической эффективности производства необходим правильный выбор и оптимальное применение инструмента.

В зависимости от условий шлифования (физико-механиче-

ских свойств зерна, связки, обрабатываемого материала, режимов обработки и пр.) возможны следующие виды изнашивания абразивного инструмента [2]: истирание вершин зерен; микроразрушение (расщепление) зерен; разрушение зерен с отделением крупных частиц; полное вырывание зерен из связки; разрушение в результате химической реакции в зоне контакта; адгезионное и диффузионное изнашивание. Одновременно с изнашиванием зерен в поверхностных слоях АК происходит истирание связки.

Проведены экспериментальные исследования изнашивания эластичных АК из абразивного материала Scotch-Brite™, выпускаемых компанией 3М (Minnesota Mining and Manufacturing Company), а также нормальной и тангенциальной составляющих силы резания и температуры в зоне контакта при обработке данным инструментом. Материал Scotch-Brite™ состоит из синтетических волокон, образующих трехмерное нетканое полотно, по всему объему которого равномерно распределены абразивные зерна.

В экспериментах использовали пресованные АК: FS-WL 8A MED, FS-WL 6S FIN, FS-WL 2S CRS, DB-WL 8S MED, в обозначении которых цифры (8, 6, 2) указывают структуру; буквы — абразивный материал (А — Al_2O_3 , S — SiC); следующие три буквы — зернистость (FINE — тонкое зерно, $45 \div 50$ мкм, MEDIUM — среднее, $50 \div 60$ мкм, COARSE — грубое, ≈ 200 мкм).

АК CF-FB 0,5A FIN состоит из множества эластичных лепестков из материала Clean & Finish с абразивом Al_2O_3 зернистостью FINE. Данными АК обрабатывали образцы из алюминиевого сплава В95пчТ2 с размерами

2×20×100 мм на следующих режимах: частота вращения АК $n = 500; 1000; 1250$ и 1600 мин^{-1} ; подача (попутная) $S = 42; 130; 255$ и 395 мм/мин ; радиальная деформация АК $\Delta y = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0$ и $4,5 \text{ мм}$.

Основные факторы, определяющие интенсивность изнашивания АК, — силы, действующие в зоне контакта, и температура резания.

Интенсивность изнашивания АК

Обработку выполняли на универсальном фрезерном станке мод. 675 в течение 5 мин. Износ АК определяли взвешиванием на электронных весах (точность $0,01 \text{ г}$) до и после обработки.

Интенсивность I изнашивания АК, мм/мин, рассчитывали по формуле

$$I = \frac{1000(G_1 - G_2)}{\rho \pi D B T},$$

где ρ — плотность связки АК, кг/м^3 ; T — время обработки; G_1 и G_2 — массы соответственно до и после обработки; D и B — диаметр и ширина АК.

На рис. 1, а и б приведены зависимости интенсивности I изнашивания от деформации Δy АК. Очевидно, что интенсивность изнашивания увеличивается с увеличением деформации, так как растет вертикальная составляющая силы резания, а следовательно, и сила трения.

Установлено, что интенсивность изнашивания инструмента увеличивается с увеличением скорости v обработки (рис. 2). Это объясняется тем, что с увеличением v увеличиваются центробежная и динамическая составляющие силы взаимодействия абразивного зерна с обрабатываемой поверхностью [3]. В начальный момент контакта абразивных зерен АК с обрабатываемой поверхностью происходит удар, в резуль-

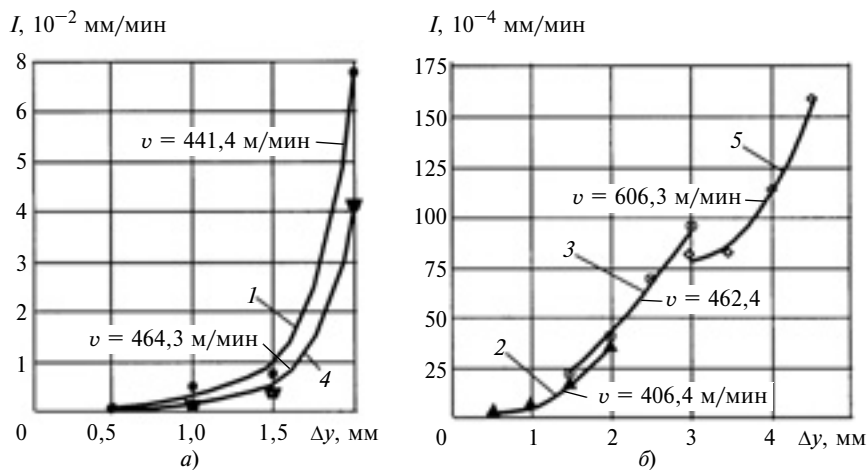


Рис. 1. Зависимости интенсивности I изнашивания инструмента от деформации Δy и скорости v резания для АК: 1 — FS-WL 8A MED; 2 — FS-WL 6S FIN; 3 — FS-WL 2S CRS; 4 — DB-WL 8S MED; 5 — CF-FB 0,5A FIN

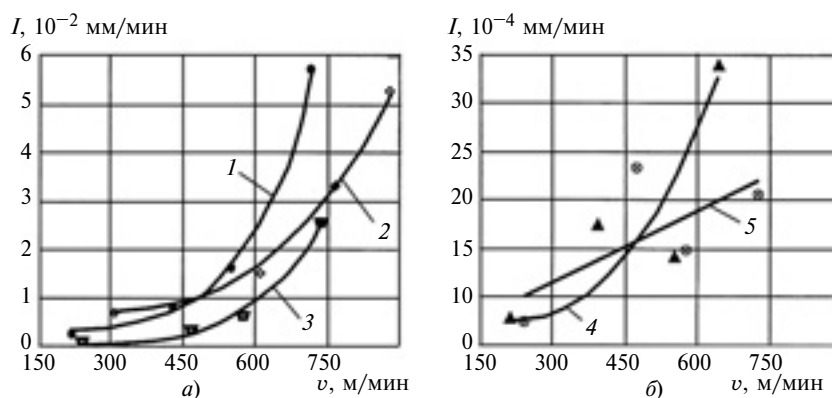


Рис. 2. Зависимости интенсивности I изнашивания инструмента от скорости v резания для АК: а — FS-WL 8A MED (1); CF-FB 0,5A FIN при $\Delta y = 4,5 \text{ мм}$ (2); DB-WL 8S MED при $\Delta y = 1,5 \text{ мм}$ (3); б — FS-WL 6S FIN (4); FS-WL 2S CRS (5)

тате которого сила взаимодействия резко увеличивается. При этом центробежная сила и сила удара зависят от скорости обработки.

Было установлено, что на интенсивность изнашивания инструмента продольная подача не влияет.

Полученные результаты аппроксимировали функцией

$$I = a_1 v^2 + a_2 \Delta y^2 + a_3 v + a_4 \Delta y + a_5 v \Delta y + a_6.$$

Значения коэффициентов a_1 — a_5 и свободного члена a_6 приведены в табл. 1.

Таблица 1

Коэффициент	FS-WL 8A MED, 10^{-6}	FS-WL 6S FIN, 10^{-8}	FS-WL 2S CRS, 10^{-9}	DB-WL 8S MED, 10^{-6}	CF-FB 0,5A FIN, 10^{-8}
a_1	6,8124	3,7378	-4,2095	1,96901	8,0648
a_2	-458 339	26 715,8	958 452	-128 325	326 791
a_3	-6 675,1	-3 600,71	-1 185,25	-2 043,36	-14 095,1
a_4	1 003 010	-99 150,6	-3 045 980	263 168	-2 923 720
a_5	723,721	860,127	4 991,12	262,773	2 389,39
a_6	674 624	536 967	2 254 200	238 361	7 540 700

Нормальная и тангенциальная составляющие силы резания

Силовое воздействие, обуславливающее интенсивность изнашивания АК, включает в себя следующие составляющие: силы упругой деформации АК; центробежную силу зоны АК в упругодеформированном состоянии; силу удара в начальный момент контакта инструмента с деталью.

Для исследования нормальной и тангенциальной составляющих силы резания образец закрепляли в приспособлении и обрабатывали на вертикально-обрабатывающем универсально-фрезерном станке Deckel Maho DMC 635V.

В экспериментальном исследовании использовали оборудование и программное обеспечение DynoWare (версия 2.4.1.6) фирмы Kistler (Швейцария). Измерения выполняли трехкомпонентным динамометром мод. 9257В, принцип работы которого основан на пьезоэлектрическом эффекте. Для усиления и преобразования сигнала использовали восьмиканальный усилитель-преобразователь 5070A01110.

Установлено, что нормальная и тангенциальная составляющие силы резания увеличиваются с увеличением деформации (рис. 3) в результате роста упругой и центробежной составляющих силы F_y .

Эксперименты показали, что с увеличением скорости v резания составляющие силы резания для различных АК изменяются по-разному, что зависит от структуры и жесткости АК (рис. 4).

Температура в зоне резания

Для исследования термических эффектов в зоне резания использовали тепловизор FLIR Orion SC7000. По полученным экспериментальным данным установлено, что температура в зоне резания прямо пропорциональна радиальной деформации Δy АК (рис. 5), так как с увеличением Δy увеличиваются глубина внедрения единичных зерен в обрабаты-

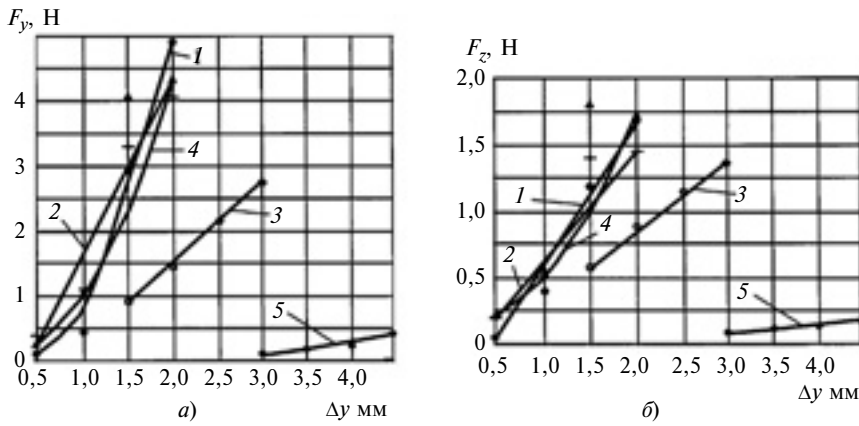


Рис. 3. Зависимости нормальной F_y (а) и тангенциальной F_z (б) составляющих силы резания на 1 мм ширины инструмента от деформации Δy при $S = 130$ мм/мин для АК: 1 — FS-WL 8A MED при $v = 441,4$ м/мин; 2 — FS-WL 6S FIN при $v = 406,8$ м/мин; 3 — FS-WL 2S CRS при $v = 462,4$ м/мин; 4 — DB-WL 8S MED при $v = 464,3$ м/мин; 5 — CF-FB 0,5A FIN при $v = 606,3$ м/мин

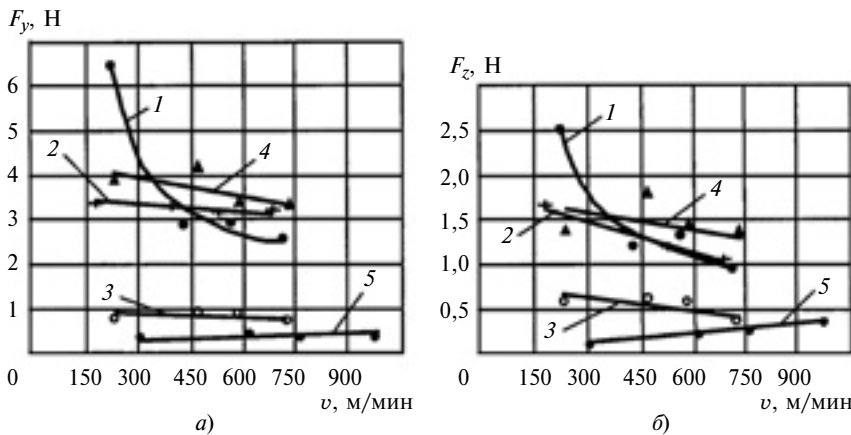


Рис. 4. Зависимости нормальной F_y (а) и тангенциальной F_z (б) составляющих силы резания на 1 мм ширины инструмента от скорости v резания при $S = 130$ мм/мин для АК: 1 — FS-WL 8A MED; 2 — FS-WL 6S FIN; 3 — FS-WL 2S CRS; 4 — DB-WL 8S MED при $\Delta y = 1,5$ мм; 5 — CF-FB 0,5A FIN при $\Delta y = 1,5$ мм

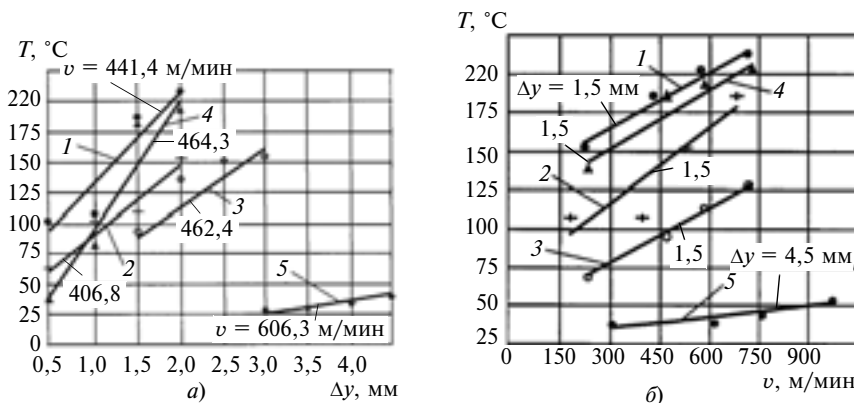


Рис. 5. Зависимости температуры T в зоне резания от деформации Δy (а) и скорости v резания (б) при $S = 130$ мм/мин для АК: 1 — FS-WL 8A MED; 2 — FS-WL 6S FIN; 3 — FS-WL 2S CRS; 4 — DB-WL 8S MED; 5 — CF-FB 0,5A FIN

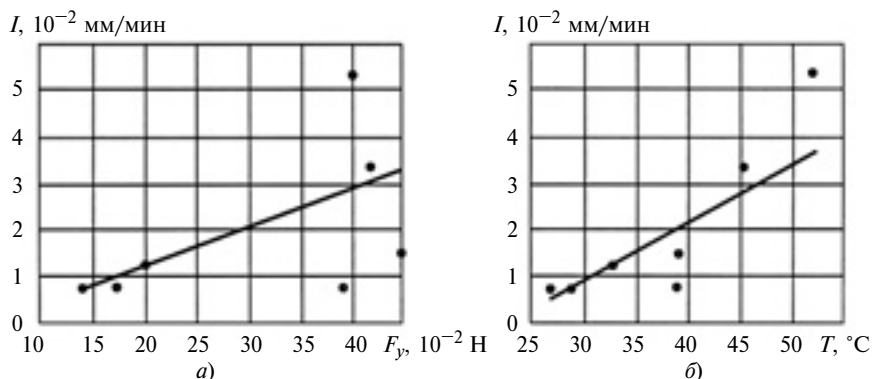


Рис. 6. Зависимости интенсивности I изнашивания инструмента от нормальной составляющей F_y силы резания (а) и температуры T в зоне резания (б) для АК CF-FB 0,5A FIN

Таблица 2

Коэффициент	FS-WL 8A MED	FS-WL 6S FIN	FS-WL 2S CRS	DB-WL 8S MED	CF-FB 0,5A FIN
a	0,0039	0,0004	0,001	0,0034	0,0041
b	0,0080	-0,0002	0	-0,0023	0,0031
c	0,0071	0,0005	0,001	0,0032	0,0052

ваемый материал и теплообразование.

Получены зависимости интенсивности I изнашивания инструмента от нормальной составляющей

шей F_y и температуры T в зоне резания (рис. 6).

Экспериментальные данные обрабатывали методом наименьших квадратов. Получены анали-

тические выражения для интенсивности I изнашивания инструмента от нормальной составляющей F_y силы резания и температуры:

$$I = aF_y + b;$$

$$I = cT,$$

значения a , b , c для разных АК приведены в табл. 2.

Экспериментальными исследованиями было установлено, что по величине нормальной составляющей силы резания или температуре в зоне резания можно прогнозировать момент предельного износа инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Димов Ю. В. Обработка деталей эластичным инструментом. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2007. 352 с.
2. Маслов Е. Н. Теория шлифования материалов. М.: Машиностроение, 1974. 320 с.
3. Гольдсмит В. Удар. М.: Госстройиздат, 1965. 448 с.

УДК 621.002

Г. Х. ЮСУПОВ, д-р техн. наук, С. А. КОЛЕГОВ, канд. техн. наук (Ижевский ГТУ им. М. Г. Калашникова), e-mail: atv_votkinsk@bk.ru

Производительное шлифование сталей алмазными кругами

Исследованы микроструктуры коррозионно-стойких и труднообрабатываемых сталей после шлифования алмазными кругами.

Ключевые слова: сталь, алмазный круг, шлифование, микроструктура.

The microstructures of corrosion resistant and hard-to-machine steels after grinding by diamond disks are investigated.

Keywords: steel, diamond disk, grinding, microstructure.

Стали — основной материал, широко используемый в машиностроении благодаря комплексу механических, физических и технологических свойств. В зависимости от назначения детали выбирают сталь с нужным химическим составом. Особенно это относится к деталям летательных аппаратов, которые должны иметь высокую надежность, т. е.

работать в течение установленного срока в заданных условиях эксплуатации.

Изнашивание и разрушение деталей начинается с поверхностного слоя, который характеризуется структурой, упрочнением, остаточными напряжениями и микронеровностями. В работах [1, 2] рассматриваются вопросы получения поверхностей деталей обработкой абразивным инструментом и формирования их свойств, заданных конструктором, т. е. надежность машин, обеспечиваемая технологическими методами.

Отметим особенности конструкций и технологии обработки деталей летательных аппаратов из сталей 95X18, 12X18H10T, 20X13 и других, влияющие на их работу:

сложные формы деталей и их взаимодействие в изделии;

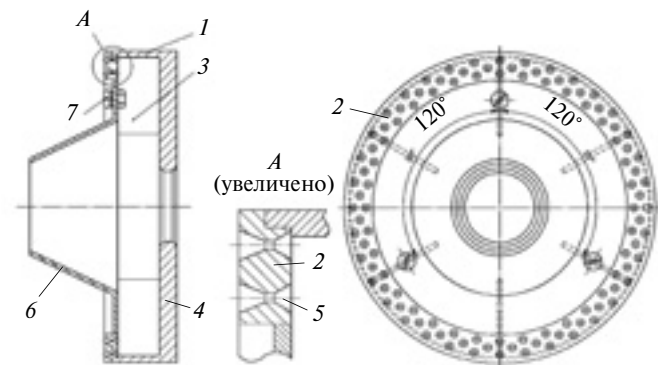


Рис. 1. Алмазный шлифовальный круг с коническими отверстиями для торцевого шлифования

высокие прочность, износостойкость, жаропрочность конструкционных материалов;

высокие требования к точности деталей;

высокие требования к качеству рабочих поверхностей по шероховатости, сохранению заданной структуры, отсутствию микротрещин и т. д., что связано со значительной механической обработкой.

Механическую обработку этих материалов затрудняют:

значительное упрочнение материала в результате деформации при резании, что объясняется особенностями строения кристаллической решетки;

небольшая теплопроводность, способствующая повышению температуры в зоне резания, что интенсифицирует адгезию и диффузию;

высокие удельные нагрузки на режущую поверхность, способствующие быстрой потере ею режущих свойств;

наличие, например, в жаропрочных и жаростойких сталях второй фазы кроме фазы твердого раствора, что влечет за собой увеличение коэффициента трения в зоне резания.

Использование стандартного инструмента для алмазного шлифования деталей из указанных материалов в большинстве случаев не позволяет улуч-

шить качество обработанных поверхностей вследствие структурных изменений материала инструмента. Применение алмазных кругов для шлифования сталей считается неэффективным, так как уже при температуре 700 °С алмаз превращается в графит и теряет режущие свойства [2, 3]. Поэтому при достижении указанной температуры эффективное шлифование алмазными кругами возможно только при применении СОТС непосредственно в зоне контакта алмазных зерен с обрабатываемой сталью. В этом случае для подвода СОТС в зону резания можно использовать алмазные шлифовальные круги с коническими отверстиями (рис. 1).

Алмазный круг имеет металлическое основание 1, во внутренней полости которого выполнены лопатки 3 и 4. На основании жестко закреплен диск (кольцо) 2 с алмазным слоем, нанесенным гальваническим способом. В диске предварительно выполнены в шахматном порядке в соответствии с линиями тока охлаждающей жидкости конусные отверстия 5 диаметром 1,5 мм на выходе. К основанию 1 винтами 7 крепится крышка 6, через которую в полость алмазного круга подается СОТС. С помощью лопаток 3 и 4 в полости основания создается повышенное давление СОТС, которая через отверстия 5 с большой скоростью подается на поверхность режущей части круга, создавая гидравлический клин между заготовкой и кругом, вымывает из межзеренного пространства стружку и надежно защищает связку круга от контакта с обрабатываемым материалом.

Микроструктуры образцов после шлифования исследовали на металлографическом микроскопе Axiovert 40MAT при 500-кратном увеличении. На рис. 2 представлены микроструктуры разных сталей после шлифования алмазным кругом с коническими отверстиями на режиме: скорость круга $v_{кр} = 32$ м/с, продольная подача $S_{пр} = 16 \cdot 10^{-3}$ м/с, глубина резания $t = 0,02$ мм. Видно, что в микроструктурах отсутствуют какие-либо дефекты теп-

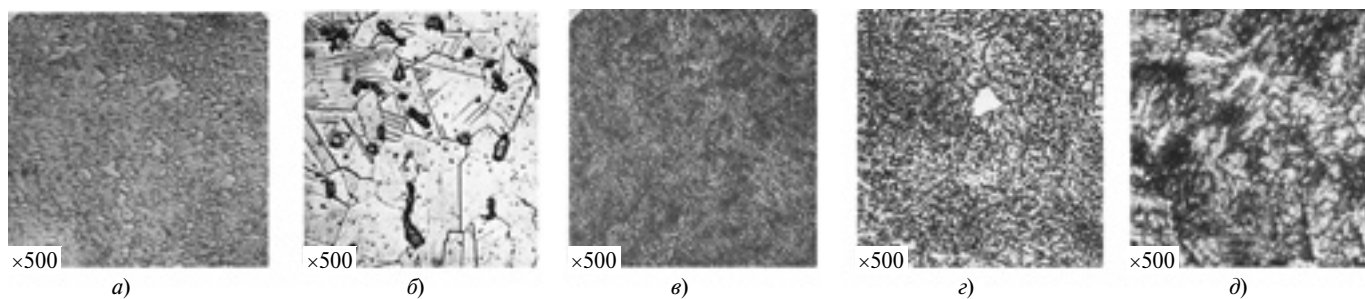


Рис. 2. Микроструктуры стальных образцов после шлифования алмазным кругом с коническими отверстиями:

а — сталь 95X18, аустенит + цементит (824÷897 HV); б — сталь 12X18H10T, аустенит + феррит (272 HV); в — сталь 20X13, троостомартенсит (420÷446 HV); г — сталь 12XНЗА, сорбитообразный перлит (248÷254 HV); д — сталь 18X2H4MA, перлит + феррит (219÷243 HV)

Исследование возникновения отклонений формы при внутреннем шлифовании

Рассматривается влияние изменения равнодействующей сил микрорезания в зоне контакта, плеча ее приложения и упругих отжатий технологической системы на отклонение формы при внутреннем шлифовании.

Ключевые слова: внутреннее шлифование, отклонение формы, нормальная сила, жесткость, технологические примитивы.

The influence of change in resultant force of microcutting in contact zone, its arm and elastic pressing of technological system on form deviation at internal grinding is considered.

Keywords: internal grinding, form deviation, normal force, stiffness, technological primitives.

Особенности внутреннего шлифования, такие как зависимость диаметра шлифовального круга от диаметра шлифуемого отверстия детали (диаметр круга на 20÷25 % меньше диаметра отверстия), большая длина дуги контакта абразивного зерна с обрабатываемой поверхностью, относительно низкая жесткость оправки круга, особенно при шлифовании глубоких отверстий, значительный вылет шпинделя и др., делают необходимыми исследования возникновения отклонений формы. При внутреннем шлифовании, как и при других методах шлифования, нормальная составляющая силы резания является реакцией детали, препятствующей внедрению зерна в обрабатываемую поверхность. Действуя в направлении нормали к обрабатываемой поверхности, она стремится деформировать упругую систему "станок—приспособление—инструмент—деталь" (СПИД), в частности, изогнуть удлинитель шпинделя, на котором закреплен круг. Поэтому при исследовании отклонений важно определить основное уравнение суммарной нормальной составляющей силы резания всеми фактически работающими зернами в пределах площади кон-

такта, а также закономерность перемещения точки ее положения на рабочей поверхности шлифовального круга и плеча ее приложения относительно опор шпинделя.

Поскольку суммарная радиальная сила резания зависит от числа фактически работающих абразивных зерен, которое в пределах технологических примитивов — входа и выхода шлифовального круга и установившегося шлифования, изменяется с определенной закономерностью, можно предположить, что и сама сила резания, и координаты точки ее приложения на поверхности шлифовального круга также изменяются. Силу резания при шлифовании рассмотрим как сумму сил микрорезания единичных зерен на площади контакта:

$$P = \rho_{\text{ср}} i_{\text{к}},$$

где $\rho_{\text{ср}}$ — средняя сила микрорезания единичным зерном, Н; $i_{\text{к}}$ — число фактически работающих зерен на площади контакта круга с обрабатываемой поверхностью [1].

Учитывая, что сила резания по мере входа шлифовального круга в контакт и выхода из него, а также в пределах отдельных примитивов изменяется согласно определенной закономерности [2], нормальную составляющую силы резания при внутреннем шлифовании можно выразить следующими формулами:

в начале входа шлифовального круга в контакт с поверхностью (рисунок, а):

$$P_{y1} = i \rho_{\text{ср}} \frac{60 V_{\text{к}} U}{V_{\text{д}} n_{\text{к}}} \left[\frac{x_i}{1-q} \frac{S_{\text{д}}}{S_{\text{д}}} + q \frac{x_i}{S_{\text{д}}} \left(\frac{H-a}{S_{\text{д}}} \right) \right] M \sqrt{\frac{D d_{\text{о}} t}{d_{\text{о}} - D}},$$

при $H - a < x_i \leq H$,



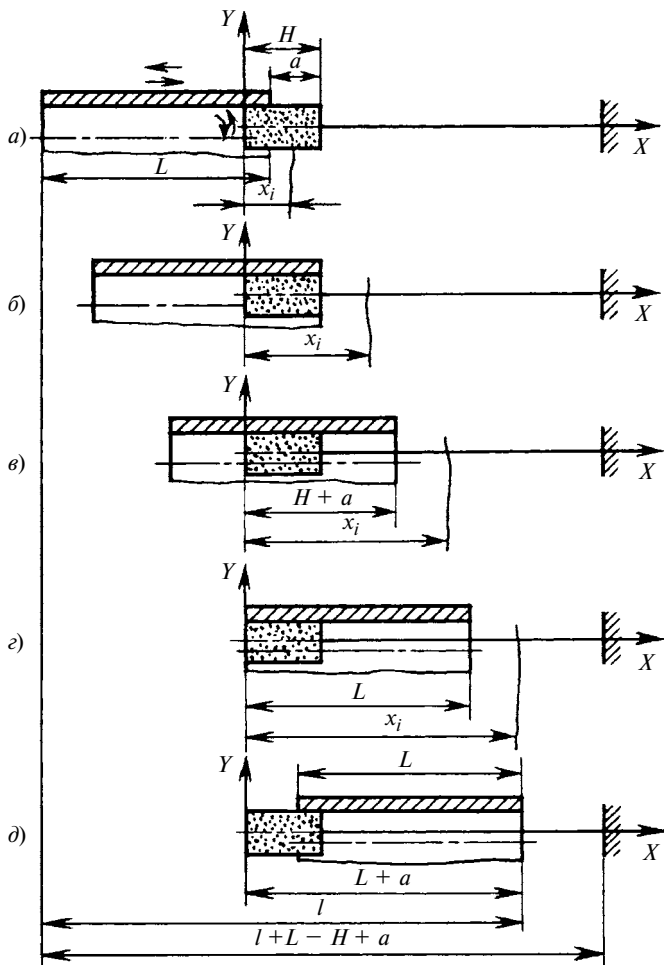
(Окончание статьи. Начало см. на стр. 51)

лового происхождения, структура сталей не претерпела изменений. Визуальный осмотр рабочей поверхности круга при 100-кратном увеличении выявил его незначительный износ при сохранении режущих свойств.

Таким образом, шлифование деталей из разных сталей алмазными кругами предлагаемой конструкции обеспечивает необходимую производительность и требуемое качество поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Яковлев Г. М. Технологические основы надежности и долговечности машин. Минск: Беларусь, 1964. 337 с.
2. Дальский А. М. Технологическое обеспечение надежности высокоточных деталей машин. М.: Машиностроение, 1975. 223 с.
3. Лоладзе Т. Н., Бокучава Г. В. Износ алмазов и алмазных кругов. М.: Машиностроение, 1967. 112 с.
4. Сагарда А. А. Особенности алмазного шлифования стальных деталей // Вестник машиностроения. 1974. № 10. С. 61—64.



Положения шлифовальной головки на характерных участках рабочего хода при $H - a \leq x_i \leq H$ (а), $H \leq x_i \leq H + a$ (б), $H + a \leq x_i \leq L$ (в), $L \leq x_i \leq L + a$ (г), $x_i = L + a$ (д)

где $M = \sqrt{1 \pm \left(\frac{V_d}{60V_k}\right)^2 + \left(\frac{U}{60V_k}\right)^2}$; d_o — диаметр обрабатываемого отверстия; D — диаметр шлифовального круга; q — коэффициент, учитывающий попадание режущих зерен на имеющиеся срезы; H — высота шлифовального круга, мм; a — перебег шлифовального круга в конце рабочего хода, мм; V_k — скорость шлифовального круга, м/с; n_k — частота вращения круга, мин^{-1} ; S_d — продольная подача на оборот детали, мм/об; U — скорость продольного перемещения детали или круга, м/мин; β — поправка на симметричное расположение кривой распределения вылетов вершин зерен в рабочем слое круга; γ — половина средневероятного значения угла режущей вершины зерна; ω — удельная производительность, мм/с; k — концентрация зерен, %; α — коэффициент формы зерна; \bar{X} — средний размер зерен шлифовального порошка;

при полном контакте шлифовального круга с поверхностью (рисунок, б):

$$P_{y_1} = i\rho_{\text{ср}} \frac{60V_k U}{V_d n_k} \left[\frac{1-q}{1-q} \frac{x_i}{S_d} + q \frac{x_i}{S_d} \left(\frac{H+a-x_i}{S_d} \right) \right] \times \\ \times M \sqrt{\frac{Dd_o t}{d_o - D}} \text{ при } H < x_i \leq H + a;$$

при установившемся шлифовании (рисунок, в):

$$P_{y_{\text{уст}}} = i\rho_{\text{ср}} \frac{60V_k U}{V_d n_k} \left[\frac{1-q}{1-q} \frac{H}{S_d} \right] M \sqrt{\frac{Dd_o t}{d_o - D}} \\ \text{при } H + a < x_i \leq L;$$

при выходе шлифовального круга из контакта с поверхностью (рисунок, г):

$$P_{y_{\text{вых}}} = i\rho_{\text{ср}} \frac{60V_k U}{V_d n_k} q \frac{x_i - L}{1-q} \left(\frac{H-x_i+L}{S_d} \right) M \sqrt{\frac{Dd_o t}{d_o - D}} \\ \text{при } L < x_i \leq L + a.$$

При внутреннем шлифовании заготовка, установленная в патроне, и шлифовальный круг, установленный на удлинителе шпинделя, подвергаются упругим отжатию под действием силы резания в зависимости от плеча ее приложения. В работе [3] показано, что жесткость передней бабки внутришлифовального станка (-840 Н/мм) почти в 2 раза больше жесткости удлинителя шпинделя (-480 Н/мм). Следовательно, жесткость передней бабки можно считать стабильной.

Рассмотрим шпиндель с удлинителем как заземленную балку, один конец которой нагружен неравномерной распределенной сплошной нагрузкой (см. рисунок). Результаты исследований [2] показали, что при шлифовании по схеме с исходной площадью контакта по четырем характерным участкам рабочего хода плечо приложения силы резания перемещается. При этом текущее значение плеча приложения силы резания в начале входа шлифовального круга в обрабатываемое отверстие определяется по формуле

$$R_{x_1} = l - \frac{S_d}{2} \left[\frac{\left(\frac{x_i}{1-q} \right)}{1-q} + q \frac{x_i}{S_d} \left(\frac{H-a}{S_d} \right) \right] \\ \text{при } 0 < x_i \leq a.$$

При полном входе шлифовальный круг отходит от участка исходного контакта, и плечо приложения силы резания определяется по формуле

$$R_{x_1} = l - \frac{S_d}{2} \left[\frac{\left(1 - q \frac{x_i}{S_d}\right)}{1 - q} + q \frac{x_i}{S_d} \left(\frac{Hn - x_i n}{U} - 1 \right) \right]$$

при $a < x_i \leq H$.

При установившемся шлифовании плечо приложения силы резания остается постоянным:

$$R_{x_{1уст}} = l - \frac{S_d}{2} \left[\frac{\left(1 - q \frac{H}{S_d}\right)}{1 - q} \right]$$

при $H < x_i \leq L + a - H$.

В конце рабочего хода площадь контакта имеет исходное значение:

$$R_{x_1} = l - \frac{S_d}{2} \left[\frac{\left(1 - q \frac{x_i - L + b}{S_d}\right)}{1 - q} \left(1 - q \frac{L - x_i + a}{S_d}\right) \right]$$

при $L + a - H < x_i \leq L + 2a - H$.

Таким образом, исследования показали, что нестабильность упругих отжатий технологической системы СПИД зависит как от изменения текущего значения нормальной составляющей силы резания по длине обработки, так и от плеча ее приложения относительно опор шпинделя станка. Между распределением сил микрорезания, их равнодействующей в виде нормальной составляющей силы резания и плечом ее приложения существуют практически значимые дифференциальные зависимости, определяющие изменения упругих отжатий системы СПИД.

Определим вертикальное перемещение свободного конца балки постоянной жесткости EI с другим зашпеленным концом при действии на свободный конец распределенной нагрузки $P_y = f(x_i)$.

Дифференциальное уравнение упругой линии удлинителя шпинделя имеет вид:

$$Y'' = \frac{M_b}{EI} = \frac{P_y(x_i)R_x(x_i)}{EI}, \quad (1)$$

где I — момент инерции сечения удлинителя относительно главной центральной оси, перпендикулярной к плоскости изгибающего момента, для бруса круглого сечения $I = \pi d_b^4 / 64$; E — модуль упругости, представляющей собой коэффициент пропорциональности, Н/см²; EI — жесткость бруса при изгибе.

Записав значения P_y и R_x в формуле (1) для текущего сечения с абсциссой x_i , получим дифферен-

циальное уравнение изогнутой оси оправки шлифовального круга:

$$Y'' = i\rho_{cp} \frac{60 V_k U}{V_d n_k EI} \left[\frac{1 - q \frac{x_i}{S_d}}{1 - q} + q \frac{x_i}{S_d} \left(\frac{H - a}{S_d} \right) \right] \times$$

$$\times M \sqrt{\frac{D d_o t}{d_o - D}} \left[l - \frac{S_d}{2} \left(\frac{1 - q \frac{x_i}{S_d}}{1 - q} + q \frac{x_i}{S_d} \frac{H - a}{S_d} \right) \right].$$

С целью упрощения обозначим:

$$i\rho_{cp} \frac{60 V_k U}{V_d n_k EI} = A; \quad \frac{H - a}{S_d} = B; \quad M \sqrt{\frac{D d_o t}{d_o - D}} = K.$$

Тогда получим:

$$Y'' = AK \left(\frac{1 - q \frac{x_i}{S_d}}{1 - q} + Bq \frac{x_i}{S_d} \right) \left[l - \frac{S_d}{2} \left(\frac{1 - q \frac{x_i}{S_d}}{1 - q} + Bq \frac{x_i}{S_d} \right) \right]. \quad (2)$$

Проинтегрировав выражение (2), определим угол изгиба оси оправки шлифовального круга в текущем сечении с абсциссой x_i :

$$Y' = \frac{AK}{(1 - q)} x_i \left(l - \frac{S_d}{2(1 - q)} \right) -$$

$$- \frac{AKS_d}{(1 - q)lnq} q \frac{x_i}{S_d} \left(l - \frac{S_d}{1 - q} + \frac{BS_d}{2} - BL(1 - q) + \frac{BS_d}{2} \right) -$$

$$- \frac{AKS_d^2}{4(1 - q)^2 lnq} q \frac{2x_i}{S_d} (1 + 2B - B^2(1 - q)^2) + C_1. \quad (3)$$

Проинтегрировав выражение (3), получим прогиб оси оправки в текущем сечении с абсциссой x_i :

$$Y = \frac{AK}{2(1 - q)} x_i^2 \left(l - \frac{S_d}{2(1 - q)} \right) -$$

$$- \frac{AKS_d^2}{(1 - q)ln^2 q} q \frac{x_i}{S_d} \left(l - \frac{S_d}{1 - q} + \frac{BS_d}{2} - Bl(1 - q) + \frac{B}{2} \right) -$$

$$- \frac{AKS_d^3}{8(1 - q)^2 ln^2 q} q \frac{2x_i}{S_d} (1 + 2B - B^2(1 - q)^2) + C_1 x_i + C_2. \quad (4)$$

Для определения интегральных постоянных C_1 и C_2 выражения (3) и (4) запишем для сечения зашпеленного конца шлифовальной оправки, в котором угол изгиба и прогиб оси равны нулю.

Из уравнения (3) находим:

$$C_1 = \frac{AK}{(1-q)} l \left(l - \frac{S_d}{1(1-q)} \right) - \frac{AKS_d}{(1-q)lnq} q^{\frac{H}{S_d}} \left[l - \frac{S_d}{1-q} + \frac{BS_d}{2} - Bl(1-q) + \frac{BS_d}{2} \right] - \frac{AKS_d^2}{4(1-q)^2 lnq} q^{\frac{2H}{S_d}} (1 + 2B - B^2(1-q)^2).$$

Из уравнения (4) находим:

$$C_2 = \frac{3AK}{2(1-q)} l^2 \left(l - \frac{S_d}{2(1-q)} \right) - \frac{AKS_d^2}{(1-q)lnq} q^{\frac{H}{S_d}} \left[l - \frac{S_d}{1-q} + \frac{BS_d}{2} - Bl(1-q) + \frac{B}{2} \right] \times \left(\frac{1}{lnq} + l \right) - \frac{AKS_d^2}{4(1-q)^2 lnq} q^{\frac{2H}{S_d}} \times (1 + 2B - B^2(1-q)^2) \left(\frac{S_d}{2lnq} - l \right).$$

Подставив C_1 и C_2 в уравнение (4), получим уравнение прогиба оправки шпинделя:

$$Y = \frac{AK}{1-q} l x_i \left(l - \frac{S_d}{2(1-q)} \right) \left(\frac{x_i}{2l} + \frac{3l}{2x_i} \right) - \frac{AKS_d}{(1-q)lnq} q^{\frac{x_i}{S_d}} \left(l - \frac{S_d}{1-q} + \frac{BS_d}{2} - Bl(1-q) + \frac{B}{2} \right) \times$$

$$\times \left[\frac{S_d}{lnq} + x_i q^{\frac{a-x_i}{S_d}} \left(\frac{1}{lnq} + l \right) \right] - \frac{AKS_d^3}{4(1-q)^2 lnq} q^{\frac{2x_i}{S_d}} \left[1 + 2B - B^2(1-q)^2 \times \left(\frac{S_d}{2lnq} + x_i q^{\frac{2(a-x_i)}{S_d}} \right) q^{\frac{2a-x_i}{S_d}} \left(\frac{S_d}{2lnq} - l \right) \right].$$

Анализ полученных уравнений показал, что при круглом внутреннем шлифовании на нестабильность упругих отжатый системы СПИД влияет изменение как текущего значения нормальной составляющей силы резания по длине обработки, так и плеча ее приложения относительно опор шпинделя станка.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Абразивная** и алмазная обработка материалов: Справочник / Под ред. А. Н. Резникова. М.: Машиностроение, 1977. 391 с.
2. **Гусейнов Г. А., Багиров С. А.** Программное управление внутренним шлифованием. Баку: Çaşıoqlu, 2001. 137 с.
3. **Митрофанов В. Г.** Влияние динамических свойств системы СПИД на точность и производительность внутреннего шлифования // Самоподнастраивающиеся станки / Под ред. Б. С. Балакшина. М.: Машиностроение, 1967. С. 16–19.

УДК 621.923

Б. М. БРЖОЗОВСКИЙ, О. В. ЗАХАРОВ, доктора технических наук (Саратовский ГТУ), e-mail: zov17@mail.ru

Методика наладки круглошлифовальных станков при обработке конических поверхностей

Приведены алгоритм наладки и формулы для расчета геометрических, кинематических и силовых параметров формообразования конических поверхностей заготовок на бесцентровых круглошлифовальных станках.

Ключевые слова: бесцентровые круглошлифовальные станки, конические поверхности, методика наладки станка.

The algorithm of tooling and formulas for calculation of geometrical, kinematical and force parameters of shaping of workpieces conical surfaces on centerless cylindrical grinding machines are presented.

Keywords: centerless cylindrical grinding machines, conical surfaces, machine tooling methods.

Бесцентровые круглошлифовальные станки с продольной подачей обеспечивают высокие точность и производительность обработки, простоту автоматизации загрузки/выгрузки заготовок. Однако их наладка — сложная задача в связи с необходимостью выполнения требования линейного контакта заготовок с ведущим кругом при условии перекрещивания их осей, а также с другими базисными элементами станка. Общий подход к наладке таких станков на основе оптимального выбора геометро-кинематических и силовых параметров формообразования дан в работах [1–3]. Однако при обработке конических поверхностей имеются особенности как в расчетах, так и в последовательности действий, которые рассматриваются в статье.

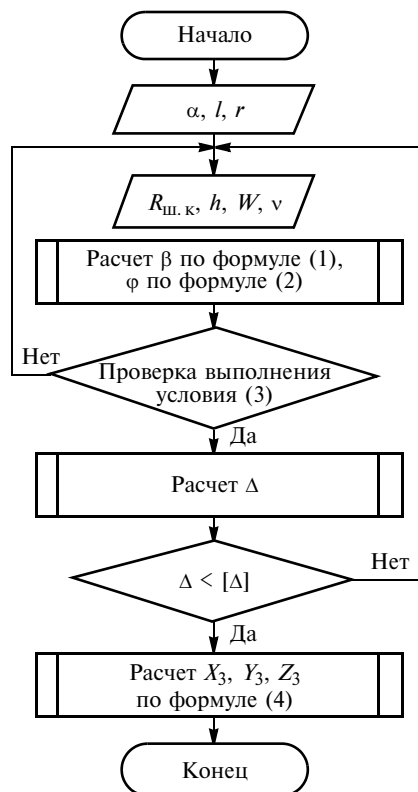


Рис. 1. Алгоритм наладки круглошлифовальных станков

Предлагаемую методику наладки станка можно представить алгоритмом, приведенным на рис. 1. Задают исходные данные: α , r и l — соответственно угол конуса, радиус большего основания и длина заготовки (рис. 2). На втором этапе задают первоначальные диаметр шлифовального круга ($2R_{ш.к}$) и параметры установки заготовки относительно ножа и ведущего шлифовального круга: высоту h центра заготовки относительно оси центров кругов, кратчайшее расстояние W между центрами заготовки и ведущего круга и угол ν контакта с ножом. Далее последовательно рассчитывают углы опорного ножа и поворота детали по вертикали, проверяют условие силового замыкания контакта, рассчитывают и проверяют отклонения конической поверхности заготовки, рассчитывают профиль ведущего шлифовального круга. При невыполнении какого-либо условия при двух проверках необходимо вернуться ко второму этапу и изменить исходные значения параметров.

При обработке на круглошлифовальных станках с продольной подачей заготовку 1 поворачивают относительно цилиндрического шлифовального круга 2 по горизонтали на угол α и по вертикали на угол β (см. рис. 2). Опорный нож 3 имеет плоскую контактную поверхность с углом φ наклона и касается заготовки в точке, заданной углом ν . Разворот заготовки на угол α необходим для обеспечения параллельности образующей конуса и оси шлифо-

вального круга, разворот на угол β выполняют для обеспечения перемещения заготовки по плоскости ножа. Ведущий круг 4 имеет винтовую канавку специального профиля, которая рассчитывается с учетом наладочных параметров станка. Рассмотрим подробнее этапы расчетов.

Расчеты углов поворота заготовки и наклона ножа выполняют совместно, исходя из следующих положений. Контакт заготовки с ножом возможен лишь по образующей конической поверхности [4]. При равенстве нулю компоненты n_{2Z} нормали к конической поверхности образующая в процессе формообразования будет перемещаться параллельно самой себе в плоскости ножа, перпендикулярной плоскости X_2Y_2 . Поэтому угол β поворота заготовки вокруг оси X_1 определяем по формуле

$$\beta = \arctg[(1 + \sin\alpha)\text{ctgv}],$$

где ν — угловая координата конической поверхности; α — угол образующей конуса заготовки.

Угол φ ножа находится как угол между касательной плоскостью к конической поверхности в точке контакта и плоскостью Z_2X_2 :

$$\varphi = \arccos \frac{n_{2Y}}{\sqrt{n_{2X}^2 + n_{2Y}^2}}. \quad (1)$$

В уравнении (1) компоненты нормали к конической поверхности заготовки в системе координат $X_2Y_2Z_2$ описываются уравнениями:

$$n_{2X} = \cos\alpha \sin\alpha (1 + \cos\nu) \sin\beta - \cos\alpha \sin\nu \cos\beta;$$

$$n_{2Y} = \sin^2\alpha - \cos^2\alpha \cos\nu.$$

При заданных размерах заготовки существуют единственные значения углов β и φ , которые служат исходными данными для последующих расчетов.

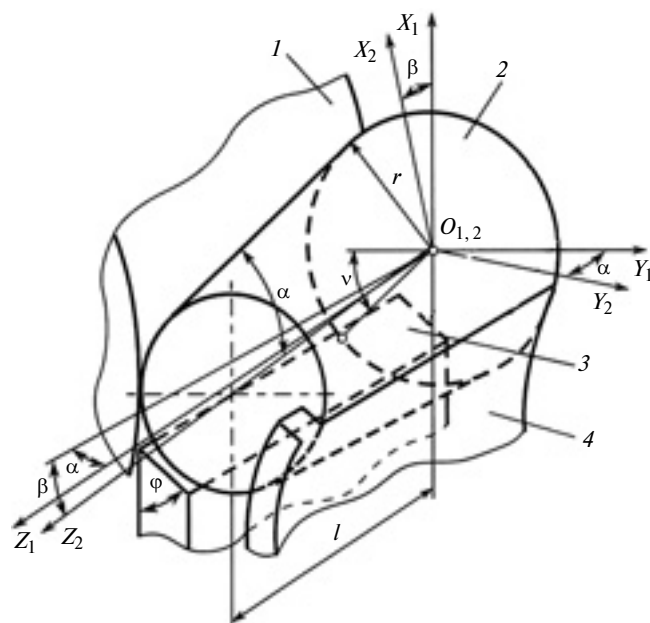


Рис. 2. Схема определения угла поворота заготовки

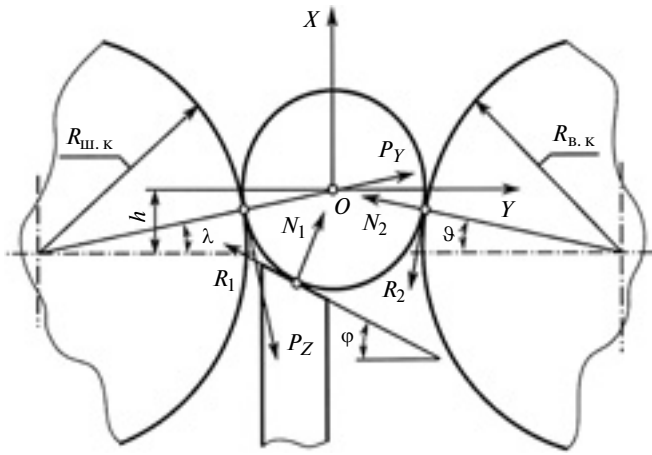


Рис. 3. Схема сил, действующих при бесцентровом шлифовании

Расчетным условием силового замыкания контакта при бесцентровом шлифовании с продольной подачей является односторонность связей между заготовкой и базирующими элементами станка. Поэтому устойчивость вращения заготовки определяется условиями трения в местах контакта с базирующими элементами, которые зависят от сил, действующих при шлифовании. Управлять процессом можно изменениями угла наклона опорного ножа, углов установки ведущего и шлифовального кругов, материала связки ведущего круга и режимов шлифования [5].

Согласно схеме сил, действующих в поперечном сечении заготовки (рис. 3), составим систему уравнений равновесия в плоскости XU для проекций сил на координатные оси X и Y и моментов сил относительно мгновенного центра O вращения:

$$\left. \begin{aligned} P_Y(\cos\lambda + k\sin\lambda) + N_1(\sin\varphi - f_1\cos\varphi) - \\ - N_2(\cos\vartheta + f_2\sin\vartheta) = 0; \\ P_Y(\sin\lambda - k\cos\lambda) + N_1(\cos\varphi + f_1\sin\varphi) + \\ + N_2(\sin\vartheta - f_2\cos\vartheta) = 0; \\ kP_Y - f_1N_1 - f_2N_2 = 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где P_Y — радиальная составляющая силы резания; N_1, R_1 и N_2, R_2 — нормальная и касательная составляющие сил реакции в местах контакта заготовки соответственно с опорным ножом и ведущим кругом; k — коэффициент шлифования; f_1 и f_2 — коэффициенты трения заготовки соответственно с опорным ножом и ведущим кругом; λ и ϑ — углы контакта заготовки соответственно с шлифовальным и ведущим кругами.

Из уравнений (2) найдем граничное условие устойчивого вращения заготовки, при котором она не раскрывается и не останавливается. После пре-

образований получим условие устойчивого вращения заготовки, не зависящее от силы резания:

$$\sin(\varphi - \vartheta)(f_2 - f_1) - \cos(\varphi - \vartheta)(1 + f_1f_2) + \\ + f_1(b\cos\varphi + c\sin\varphi) + f_2(a\cos\vartheta - d\sin\vartheta) - a\sin\vartheta - \\ - b\sin\varphi + c\cos\varphi - d\cos\vartheta - ab + cd = 0, \quad (3)$$

где $a = f_1(k\cos\lambda + \sin\lambda)$; $b = f_2(k\sin\lambda - \cos\lambda)$; $c = f_2(k\cos\varphi + \sin\varphi)$; $d = f_1(k\sin\lambda - \cos\lambda)$.

Условие (3) устойчивого вращения заготовки постоянно по ее длине ввиду изменения углов контакта со шлифовальным и ведущим кругами. Поэтому расчет следует выполнять для большего диаметра конической поверхности. Дополнительно можно провести анализ устойчивости шлифования по динамическому качеству станка с учетом вынужденных колебаний и неравномерности припуска [6, 7].

Далее рассмотрим расчет отклонения от заданной конусности поверхности заготовки. При традиционной схеме формообразования получаемая поверхность заготовки не будет конической. Отклонение поверхности возникает в результате того, что заготовка дополнительно разворачивается по вертикали и образующая заготовки становится непараллельной оси шлифовального круга. Требуется оценить получаемое отклонение для принятых размеров заготовки и выбранных параметров наладки станка. Если отклонение невелико, его можно устранить на последующих операциях, например при суперфинишировании [8].

Рассчитаем параметры, характеризующие получаемую поверхность заготовки, из условия ее линейного контакта с шлифовальным кругом. Формально такое условие выполняется, если нормали к кругу в точках контакта пересекают ось заготовки (рис. 4). Для этого преобразуем координаты

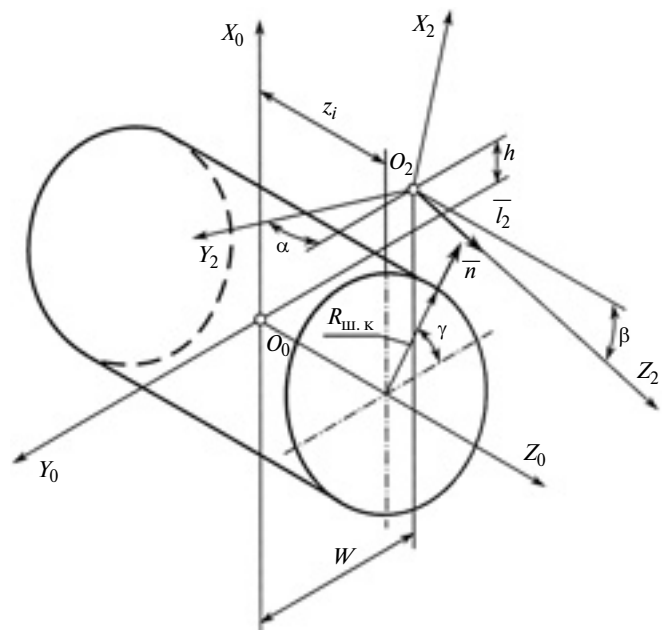


Рис. 4. Схема расчета отклонения конической поверхности от заданной конусности

шлифовального круга из системы $X_0Y_0Z_0$ в систему $X_2Y_2Z_2$ и добавим условие пересечения нормали n с осью l_2 .

Уравнения, описывающие поверхность заготовки, имеют вид:

$$\begin{aligned} X_2 &= R_{ш.к.} \sin \gamma \cos \beta + \sin \beta (z_i \cos \alpha - R_{ш.к.} \cos \gamma \sin \alpha) + \\ &\quad + W \sin \alpha \sin \beta - h \cos \beta; \\ Y_2 &= -R_{ш.к.} \cos \gamma \cos \beta - z_i \sin \beta + V \cos \alpha; \\ Z_2 &= R_{ш.к.} \sin \gamma \sin \beta + \cos \beta (z_i \cos \alpha - R_{ш.к.} \cos \gamma \sin \alpha) + \\ &\quad + W \sin \alpha \cos \beta + h \sin \beta; \\ \operatorname{tg} \gamma &= \frac{z_i \sin \alpha - h \cos \alpha \cos \beta}{z_i \sin \beta - W \cos \alpha \cos \beta}, \end{aligned}$$

где z_i, γ — криволинейные координаты поверхности цилиндрического круга.

Отклонение Δ формы поверхности заготовки от конической определяем по формуле

$$\Delta = \max \left\{ r_k - \sqrt{X_2^2 + Y_2^2} \right\} \Big|_{Z_2 \in [0, l]},$$

где r_k — радиус-вектор конической поверхности.

Анализ показал, что характерной будет вогнутость поверхности в сравнении с конической. Для используемых на практике наладок отклонение составляет $0,005 \div 0,02$ мм и может быть минимизировано выбором оптимальных параметров наладки станка.

Расчет профиля ведущего круга основан на том, что требуемая форма продольного сечения заготовок формируется траекторией их относительного движения в процессе обработки [9]. Поверхность ведущего круга находится как геометрическое место линий контакта с заготовкой с помощью векторно-матричных преобразований координатных систем $X_2Y_2Z_2$ и $X_3Y_3Z_3$ и кинематического условия касания $nv_o = 0$ (v_o — скорость относительного движения).

Ведущий круг для обработки конических поверхностей имеет винтовую канавку, осуществляющую базирование и перемещение заготовок. Профиль винтовой канавки состоит из трех участков, образованных конической и двумя торцевыми поверхностями заготовки. Уравнения осевого сечения винтовой поверхности ведущего круга имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} X_3 &= (u \sin \alpha \cos \vartheta + W) \cos \delta + E \sin \delta; \\ Z_3 &= u \sin \alpha \sin \vartheta \sin \beta + (R \operatorname{ctg} \alpha - u \cos \alpha) \cos \beta - \\ &\quad - h / \operatorname{tg} \beta - p \delta; \\ \operatorname{tg} \delta &= E / (u \sin \alpha \cos \vartheta + W); \\ (C - D) \operatorname{tg}^2 \frac{\vartheta}{2} + 2 \cos \alpha (W \cos \beta + p \sin \beta) \operatorname{tg} \frac{\vartheta}{2} + \\ &\quad + C + D = 0, \end{aligned} \right\} (4)$$

где u, ϑ — криволинейные координаты поверхности заготовки; R — радиус основания продолженного конуса; p и δ — шаг и угловой параметр винтового движения; $C = (p \cos \beta - W \sin \beta) \sin \alpha$; $D = (R \operatorname{ctg} \alpha \cos \alpha - u) \sin \beta$; $E = u (\sin \gamma \sin \alpha \cos \beta - \cos \alpha \sin \beta) - R \operatorname{ctg} \alpha \sin \beta$.

Винтовая поверхность, описываемая уравнениями (4), при перекрещивании осей заготовки и шлифовального круга будет нелинейной. Получаемый профиль осевого сечения винтовой канавки ведущего шлифовального круга имеет некоторую вогнутость и угол, отличный от угла конуса заготовки. С учетом технологии изготовления этот профиль можно заменить конструктивно более простым.

Таким образом, методика наладки круглошлифовального станка с продольной подачей при обработке конических поверхностей предусматривает необходимость взаимосвязанного решения геометрической, кинематической и силовой задач. Научно обоснованный подход к их решению позволяет найти оптимальные параметры наладки станка, обеспечивающие высокое качество обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ашкиназий Я. М.** Бесцентровые круглошлифовальные станки. Конструкции, обработка и правка. М.: Машиностроение, 2003. 352 с.
2. **Бржозовский Б. М., Захаров О. В.** Обеспечение технологической надежности при бесцентровой абразивной обработке. Саратов: СГТУ, 2010. 216 с.
3. **Бочкарев П. Ю., Васин А. Н.** Планирование технологических процессов в условиях многономенклатурных механообрабатывающих систем // Теоретические основы разработки подсистем планирования маршрутов технологических операций. Саратов: Изд-во СГТУ, 2004. 136 с.
4. **Бржозовский Б. М., Захаров О. В.** Расчет угла наклона ножа при бесцентровом шлифовании конических поверхностей // СТИН. 2012. № 9. С. 18—20.
5. **Захаров О. В., Челпанов И. Б.** Устойчивость бесцентрового шлифования с продольной подачей по силовым параметрам // Автоматизация и современные технологии. 2007. № 11. С. 9—11.
6. **Динамический мониторинг технологического оборудования** / Б. М. Бржозовский, М. Б. Бровкова, В. В. Мартынов, И. Н. Янкин. Саратов: Изд-во СГТУ, 2008. 312 с.
7. **Техническая диагностика станочного оборудования автоматизированного производства** / С. Н. Григорьев, М. П. Козочкин, Ф. С. Сабиров, В. А. Синопальников // Контроль. Диагностика. 2011. № 8. С. 48—54.
8. **Королев А. А.** Современная технология формообразующего суперфиниширования поверхностей деталей вращения сложного профиля. Саратов: Изд-во СГТУ, 2001. 155 с.
9. **Захаров О. В.** Расчет ведущих кругов бесцентровых шлифовальных станков // Вестник машиностроения. 2009. № 4. С. 77—80.

А. В. ВАНЧИКОВ, В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук,
Г. К. ХОМЯКОВ, канд. мед. наук, Л. М. ИСТОМИНА
(ИрГУПС, г. Иркутск), e-mail: vanchikov.viktor@yandex.ru

Облитерация при течении жидкости в капиллярах

Рассматривается облитерация как многослойная адгезия частиц потока жидкости и стенок капилляров, обусловленная увеличением толщины граничного слоя жидкости под действием давления потока.

Ключевые слова: поток жидкости, капилляр, граничный слой, адгезия, облитерация.

The silting process is considered as multilayer adhesion of particles of hydraulic flow and capillary walls, which is conditioned by increase in thickness of liquid boundary layer under action of flow pressure.

Keywords: hydraulic flow, capillary, boundary layer, adhesion, silting.

Традиционные технологии получения веществ с новыми свойствами, как правило, основываются на атомных связях, при этом слабые молекулярные связи, проявляющиеся как силы адгезии, не рассматриваются. Сегодня с развитием нанотехнологии формирование структурных фрагментов из отдельных молекул под действием сил адгезии может иметь практическое значение.

Известно, что движение в граничном слое жидкости отличается от движения в потоке. При движении в потоке на частицы действуют силы адгезии, превышающие гравитационные силы, в результате чего возникают новые мало изученные эффекты. В последнее время активно исследуются динамические процессы в микро- и нанообъемах [1]. Микромеханика стала важным направлением в области автоматизации технологических процессов, где важны точность и безопасность. Теоретические основы микромеханики на базе экспериментальных исследований сил взаимодействия между поверхностями были получены для условий статики, что обусловлено значительной сложностью адгезионных явлений и отсутствием методов их исследования.

Гидродинамический эксперимент [2] показал, что при числе Рейнольдса $Re \approx 6,3$ в ламинар-

ном течении жидкости возникает когезия — сцепление молекул потока с молекулами слоя жидкости при его адгезионном контакте со стенкой капилляра. В результате чего происходит закрытие капилляра. В ряде публикаций данный эффект объясняется содержанием в жидкости твердых примесей и пузырьков газов, однако по мнению авторов такая постановка вопроса небесспорна. При изотермическом течении жидкости (таблица) возможны три причины закрытия просвета капиллярных и поровых каналов: переход от ламинарного течения к турбулентному и обратно (определяемый числом Рейнольдса), перепад давлений, наличие примесей [3–5].

Так, в водопроводной воде содержание примеси составляет $\sim 0,00001\%$, в дистиллированной воде их содержание снижается до $\sim 0,000001\%$. В лабораторных условиях для опытов можно получить воду чистотой $99,9999\%$ [6].

В работе [1] при проведении гидродинамического эксперимента использовали многократно дистиллированную воду. Выбор воды в качестве вязкой несжимаемой жидкости (ВНЖ) обусловлен хорошей изученностью ее строения и реологических свойств по сравнению с другими жидкостями. Поэтому в экспериментальной гидродинамике для опытов обычно используют воду и редко масло или глицерин [7].

Зависимость граничного слоя ВНЖ от давления и температуры авторы учли при проведении гидродинамических экспериментов. В работах [3, 5] экспериментально показано, что плотность слоев, приводящая к перекрытию капиллярного канала, пропорциональна перепаду давления. Поэтому для упрощения исследований в работе [1] использовали изотермический и изобарический процессы течения жидкости.

Ввиду сложности экспериментального исследования облитерации капилляров, обусловленной слабым взаимодействием межмолекулярных сил и таким свойством граничного слоя жидкости, как увеличение сдвиговой прочности (расклинивающее давление Б. В. Дерягина [8]) пропорциональной приложенной нагрузке, вопрос о других возможных причинах облитерации даже не рассматривался. При отсутствии адекватной методики исследования адгезии частиц потока жидкости и микрочастиц поверхности твердых тел произошла подмена понятия "облитерация" понятием "засорение примесями".

Условия протекания жидкости по капиллярным и поровым каналам при нормальной температуре и числе Рейнольдса $Re = 6,3$ и механизмы их закрытия

Условия протекания			Процесс
Жидкость	Диаметр канала, мм	Перепад давлений, МПа	
Неочищенная	15÷420	1÷60	Закупоривание просвета Облитерация Ламинарное течение
Очищенная	12,2÷65	20÷160	
Очищенная	200	400	

Адгезия жидкости к стенкам капилляров наблюдается не только в технических устройствах. Так, на стенках коронарных сосудов образуются холестериновые наросты — атеросклеротические бляшки, сужающие просвет сосудов, уменьшающие их эластичность и мешающие нормальному кровотоку. Существующие препараты замедляют развитие бляшек, но не останавливают их роста. Коронарная ангиопластика не всегда дает длительный лечебный эффект и в 35÷40 % случаев бляшки появляются снова. Поэтому перед медицинским машиностроением стоит задача разработки таких коронарных трубок, на стенках которых не откладывался бы холестерин. Для этого необходимо детально изучить сам механизм прилипания холестерина к стенкам сосудов, т. е. изучить его адгезионные свойства.

Далее рассмотрим облитерацию как многослойную адгезию частиц потока ВНЖ на внутренние стенки капилляров. В работе [9] экспериментально установлена основная причина возникновения облитерации каналов при протекании тщательно очищенной от примесей жидкости — это адгезия, которая обусловлена силами притяжения Ван-дер-Ваальса [10], т. е. можно говорить о следующем механизме адгезии частиц потока жидкости на стенках капилляров.

Переход ламинарного течения ВНЖ к неподвижному, упорядоченному состоянию частиц граничного слоя, ориентационных в соответствии с эффектом Максвелла [11] в сторону течения потока, и удержание их силами адгезии микрочастиц стенки капилляров обусловлены перестройкой молекул граничного слоя жидкости и усилением межмолекулярных связей, что повышает сдвиговую устойчивость граничного слоя.

Так как технически сложно прямым измерением определить толщину граничного слоя жидкости, то для решения задачи вос-

пользуемся функциональной зависимостью, которая определяется как произведение времени наполнения фиксированного объема малой емкости (капли) на площадь поперечного сечения капилляра. Эта величина — постоянная. Вывод основан на законе сохранения массы.

Рассмотрим пример. Расход жидкости в капиллярах определяется скоростью ее движения. Пусть за время dt жидкость переместится на расстояние dl , тогда для несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) объемный расход $Q = V/dt = dlS/dt = vS_{\Pi}$, где V — объем жидкости (капли); S_{Π} — поперечное сечение капилляра до облитерации; v — конкретная скорость частиц жидкости.

Согласно уравнению неразрывности или уравнению расхода $v_{\Pi}S = v_L S_L$, где S_L — поперечное сечение капилляра, уменьшенное на микроскопическое утолщение неподвижного граничного слоя жидкости в результате облитерации. Ввиду столь малого изменения сечения капилляра скорости v_{Π} и v_L отличаются также мало, т. е. соблюдается условие непрерывности (отсутствия разрывов) движения жидкости и отсутствия притока жидкости извне или утечки жидкости из системы.

Тогда можно записать:

$$V/t_n = l/t_n S_n = l/t_n \pi r_n^2 \text{ и}$$

$$V/t_L = l/t_L S_L = l/t_L \pi r_L^2.$$

Отсюда

$$V = \pi r_n^2 t_n; \quad (1)$$

$$V = \pi r_L^2 t_L. \quad (2)$$

Разделив уравнение (2) на уравнение (1), получим:

$$1 = \pi r_L^2 t_L / \pi r_n^2 t_n.$$

Тогда $\pi r_n^2 t_n = \pi r_L^2 t_L = k$, где t_n и t_L — время наполнения мерного сосуда соответственно в нача-

ле и в процессе гидродинамического эксперимента.

Таким образом, если при движении жидкость заполняет мерный сосуд без разрывов, то ее плотность и конкретная скорость определяются уравнением неразрывности, выражающим закон сохранения массы. Основываясь на прямом измерении времени заполнения мерного сосуда можно косвенно измерить толщину неподвижного слоя жидкости на стенке капилляра. Это согласуется с утверждением А. Сен-Венана о необходимости перехода от внешней задачи гидромеханики к внутренней, т. е. определению внешних факторов, обуславливающих потери механической энергии потока жидкости. Как показывает практика гидравлическое сопротивление движению ВНЖ удобно рассматривать в цилиндрических гладких трубах, течение в которых описывается законом Гагена—Пуазейля — известным следствием уравнений Навье—Стокса. Для решения задачи о движении ВНЖ в трубах с облитерацией необходим комплекс параметров, учитывающих адгезию жидкости и твердой поверхности. В указанном законе есть все необходимые для анализа межмолекулярного взаимодействия параметры, определяющие размеры и формы граничных слоев, кинематику и динамику течения (расход жидкости, перепад давления), плотность и вязкость жидкости.

Следует отметить, что несоблюдение закона Гагена—Пуазейля для труб больших диаметров привело к открытию ламинарного и турбулентного течений жидкости. В работах [1, 5] нарушение закона Гагена—Пуазейля для капилляров при облитерации объясняется изменением радиуса неподвижного граничного слоя жидкости при его утолщении.

Следовательно, при отсутствии свободной поверхности характер течения, а значит и межфазное взаимодействие жидкости и твердого тела не зависят от чи-

Д. В. ОНИЩЕНКО, канд. техн. наук (Дальневосточный федеральный университет, г. Владивосток),
 В. В. ЧАКОВ, канд. биолог. наук, Б. А. ВОРОНОВ, чл.-корр. РАН (Институт водных и экологических проблем
 ДВО РАН, г. Хабаровск), e-mail: Ondiv1@mail.ru

Создание современных функциональных материалов из растительного сырья

Разработана энергосберегающая технология получения модификаций углерода из отходов сельскохозяйственных культур и сфагновых мхов для производства нефтесорбентов и карбидов вольфрама и титана.

Ключевые слова: растительное сырье, пиролиз, механохимический синтез, модификация углерода, карбид титана, монокарбид вольфрама, холодное изостатическое прессование, высокотемпературное спекание, нефтесорбенты.

The energy saving technology of production of carbon modifications from wastes of crop plants and sphagnum mosses for production of petroleum sorbents and tungsten and titanium carbides is developed.

Keywords: vegetal resources, pyrolysis, mechanochemical synthesis, carbon modification, titanium carbide, tungsten monocarbide, cold isostatic pressing, high-temperature sintering, petroleum sorbents.

В работах [1—4] показано, что отходы сельскохозяйственных культур являются ценным сырьем, из которого путем пиролиза и механохимической обработки можно получать материал для изготовления анодов литий-ионных (полимерных) аккумуляторов. Для стабильной работы анодных электродов необходим углерод высокой чистоты (99,4÷99,6 %) с высокоразвитой поверхностью.

Каждый вид растительного сырья имеет характерный химический состав. При получении углеродной матрицы формируется композиционный материал с определенным комплексом микроэлементов [1—4]. Перспективным растительным сырьем для получения углерода высокой чистоты (99,81÷99,97 %) с высокоразвитой поверхностью пиролизом являются также сфагновые мхи [5, 6]. Модификации углерода из отходов сельскохозяйственных культур и сфагновых мхов можно применять для синтеза тугоплавких соединений карбидов вольфрама и титана и получения нефтесорбентов [7].

Для создания анодных материалов, порошковых нефтесорбентов и углеродных агентов для синтеза карбидов вольфрама и титана разработаны технологии получения модификаций углерода с аморфной, аморфно-кристаллической и кристаллической структурами из шелухи овса (сорт "Аллюр"), шелухи пшеницы (сорт "Добрыня"), лузги гречихи (сорт "Агидель"), сфагновых мхов [4, 8—11].

Для высокотемпературного механохимического синтеза карбида вольфрама (WC) разработана экспериментальная установка [8—13], обеспечивающая высокий уровень вибрации — амплитуда колебаний механореактора $A = 90$ мм.



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 60)

сел Фруда и Вебера, а ввиду несжимаемости жидкости и от числа Коши. Число Эйлера является функцией числа Рейнольдса и для напорного (закрытого) потока не может являться определяющим критерием подобия, т. е. течение в капиллярах можно характеризовать числом Рейнольдса. В данном случае, противоположно методу сдува капли газовым потоком на твердой поверхности [8], анализ результатов исследования адгезии частиц потока жидкости к стенкам капилляров упрощается применением расчетной модели.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Механика** миниатюрных роботов / В. Г. Градецкий, М. М. Князьков, Л. Ф. Фомин, В. Г. Чашухин. М.: Наука, 2010. С. 5, 6.
2. **Ванчиков В. Ц.** Гидродинамика облитерационного явления в системах автоматики // Прикладная физика. 2006. № 3. С. 13—16.
3. **Никитин Г. А.** Шелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. М.: Машиностроение, 1982. С. 18, 35.
4. **Белов С. В.** Пористые металлы в машиностроении. М.: Машиностроение, 1981. С. 145, 153.
5. **Ванчиков В. Ц.** Гидродинамические свойства и методы управления вязким подслоем технических систем: дисс. ... канд. техн. наук:

01.04.14. Улан-Удэ, Иркутск: Восточно-Сибирский гос. технол. ун-т, 2001.

6. **Маэно Н.** Наука о льде. М.: Мир, 1988. С. 134, 172.

7. **Емцов Б. Т.** Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1978. 134 с.

8. **Дерягин Б. В., Чураев Н. В., Муллер В. М.** Поверхностные силы. М.: Наука, 1985. 398 с.

9. **Ванчиков В. Ц.** Метод определения сил когезии в вязком подслое // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 39, 40.

10. **Шейпак А. А.** Гидравлика и гидропневмопривод. Ч. 1. М.: МГИУ, 2005. 160 с.

11. **Михайлов И. Г., Соловьев В. А., Сырников Ю. П.** Основы молекулярной акустики. М.: Наука, 1964. 426 с.

Для синтеза порошков WC использовали: ангидрид вольфрама WO_3 марки ХЧ, металл-восстановитель Mg (99,95 %), углеродсодержащий материал — модификация углерода из шелуха овса, полученная при температуре 900 °С и близкая по структуре к саже ПМ-15 — классическому углеродному агенту для синтеза WC [13]. Для подшишки углерода использовали полиметилметакрилат (ПММА) в количестве 1÷3 % от массы исходных компонентов. ПММА легко подвергается механической деструкции, а при термодеструкции в процессе механохимического синтеза образуется значительное количество углеводородных соединений. Масса исходных компонентов составляла 30 г.

Для размол сырья в вибромельнице использовали шары из стали ШХ15 диаметром 12÷14 мм. Реактор заполняли шарами не более чем на 40 % его объема, так как при большем заполнении эффективность работы вибромельницы снижается. О прохождении синтеза судили по скачкообразному повышению температуры в реакторе, которую измеряли инфракрасным лазерным пирометром С-20.1, погрешность измерения — 0,1 °С.

Кинетику синтеза WC исследовали по термограммам "температура механореактора — время механоактивации". Протекание реакции контролировали по изменению температуры внешней стенки механореактора. В начале синтеза в результате экзотермического эффекта наблюдался резкий скачок температуры, после достижения максимальной температуры размол прекращали. Механореактор снимали с мельницы, охлаждали, извлекали продукт реакции, который промывали в кипящем растворе 20 %-й соляной кислоты в течение 30 мин. Примеси в порошках удаляли двукратной промывкой дистиллированной водой, остаточную влагу удаляли ацетоном.

Для синтеза карбида титана (TiC) использовали титановый порошок ПТЭС-2 дисперсностью 150÷200 мкм и чистотой 99,8 %. В качестве углеродсодержащих материалов использовали шелуху овса и пшеницы, лузгу гречихи. Сырье предварительно просеивали для удаления инородных включений, промывали в дистиллированной воде, затем просушивали при температуре 100÷110 °С и измельчали на дезинтеграторе DESI-11 (Эстония) до дисперсности ~300 мкм. Модификации углерода с разными кристаллическими структурами как основного компонента для синтеза карбида титана получали по разработанной энергосберегающей технологии при температурах 900, 1150, 1300 и 1500 °С [8—13]. Компоненты рассчитывали исходя из стехиометрии синтезируемого TiC, равной 0,8. Механохимический синтез осуществляли на варио-планетарной мельнице Pulverisette-4 фирмы Fritsch (Германия), в которой для размол использовали шары диамет-

ром 15 мм из твердого сплава ВК-6. Механореактор мельницы — герметичный контейнер из коррозионно-стойкой стали с вставкой из твердого сплава ВК-6 с внутренним диаметром 75 мм и высотой 70 мм. Режим работы мельницы при синтезе: частота вращения главного диска — 400 мин⁻¹, сателлитов — 800 мин⁻¹; среда — воздух; отношение массы исходных материалов к массе размалываемых шаров — 1:27; степень заполнения механореактора — 30 % от его объема. В зависимости от используемого сырья время задержки механохимического синтеза составляло от 22,5 до 135 мин. Температуру и давление в механореакторе во время синтеза контролировали с помощью радиоуправляемой крышки системы GTM, входящей в комплект мельницы.

Холодное изостатическое прессование образцов из синтезированных WC и TiC осуществляли на лабораторном изостатическом прессе LCIP42260 фирмы Avure Technologies Inc (США), спекание — в высокотемпературной печи фирмы Nabertherm серии HFL 40/17 (Германия) в среде азота.

Фазовый состав синтезированных модификаций углерода и TiC определяли методом рентгенофазового анализа на дифрактометре D8 ADVANCE (Германия) в медном K_{α} -излучении по стандартной методике. Соединения, входящие в состав исследуемых образцов, идентифицировали в автоматическом режиме поиска EVA с использованием банка порошковых данных PDF-2. Размеры частиц и их гранулометрический состав устанавливали с помощью лазерного анализатора частиц "Анализетте 22" NanoTec/MikroTec/XT фирмы Fritsch (Германия).

Морфологию углеродсодержащего сырья исследовали с помощью инвертированного металлографического микроскопа МТ 8530 фирмы Meiji Techno (Япония), оснащенного программой Thixomet PRO (Россия).

Содержание серы и углерода в модификациях углерода и порошках TiC определяли с помощью анализатора серы и углерода CS 600 фирмы LECO (США). Фрагментарный состав модификаций углерода выполняли с помощью ЯМР-спектрометра Mercury 300 plus фирмы Varian (США) с разрешающей способностью 9,5 Гц при использовании ампул диаметром 5 мм.

Извлечение и отбор проб синтезированных соединений осуществляли после охлаждения механореактора до нормальной температуры в боксе биологической безопасности третьего класса AC₃ фирмы Esco (Сингапур), оборудованном вакуумной сушкой и ультразвуковой ванной.

Содержание нефти в воде определяли согласно нормативному документу Ф 14.1:2.4.168—2000 КХА. Концентрацию нефтепродуктов в пробах питьевых,

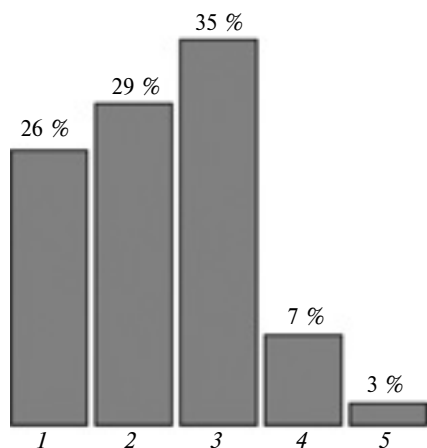


Рис. 1. Распределение частиц TiC по размерам:
 1 — 200÷500 нм; 2 — 0,5÷2 мкм; 3 — 2÷5 мкм; 4 — 5÷8 мкм;
 5 — 8÷10 мкм

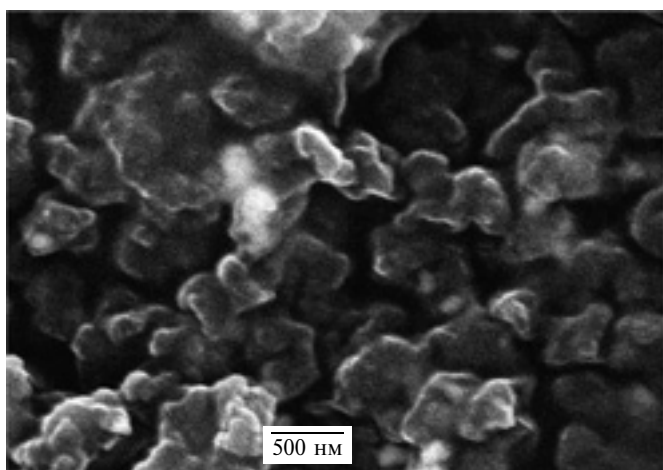


Рис. 2. Микроструктура с частицами WC, декорированными напыленным золотом

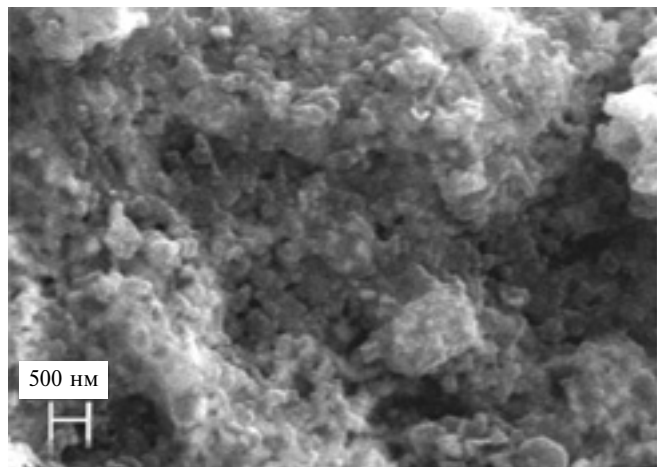


Рис. 3. Поверхность частицы WC, сформированная консолидацией частиц размером 200÷300 нм

природных и очищенных сточных вод измеряли методом ИК-спектрофотометрии с использованием концентратомера КН-2.

Температура внешней стенки механореактора в момент прохождения механохимического синтеза WC повышается с увеличением массы загружаемого ПММА (табл. 1), при этом увеличивается продолжительность механоактивации смеси исходных компонентов, необходимая для инициирования реакции (время задержки механохимического синтеза). Однако содержание ПММА в исходной смеси компонентов более 3 % нецелесообразно, так как после окончания синтеза и разгерметизации механореактора на его внутренних стенках и в продуктах реакции имеется углерод, не участвовавший в реакции синтеза WC. С увеличением содержания ПММА в шихте время задержки синтеза значительно возрастает, что связано с демпфированием ПММА и продуктами его механодеструкции механической энергии, подводимой к исходным компонентам шихты.

С увеличением количества ПММА в исходной смеси для синтеза WC наблюдается снижение содержания фазы W_2C . Рентгенографический анализ порошков, полученных после отмывки, показал, что при введении в исходную шихту 3 % ПММА на выходе получается продукт, состоящий из монокарбида вольфрама WC. Наличия W_2C и остаточного оксида магния не выявлено. При увеличении содержания ПММА в исходной смеси количество регистрируемого углерода, не участвовавшего в реакции, снижается. Анализ фракционного состава порошка WC показал наличие частиц размером от 200 нм до 10 мкм (рис. 1—3). Таким образом, механохимическая обработка исходной смеси, содержащей ПММА, позволяет синтезировать порошок WC без наличия в нем фазы W_2C .

Полученные в результате пиролиза растительного сырья модификации углерода использовали и для синтеза TiC. Удельная поверхность (одноточечный метод БЭТ) синтезированных модификаций углерода составляла от 140 до 220 м²/г. Полученные модификации углерода сравнивали с сажой ПМ-15, рекомендуемой как оптимальный углеродсодержащий агент [12, 13].

Таблица 1

Содержание ПММА в шихте $WO_3 + Mg + C$, %	Время механоактивации исходной смеси, с	Температура внешней стенки механореактора, °C
0	260	235
1	332	141
2	353	147
3	431	159

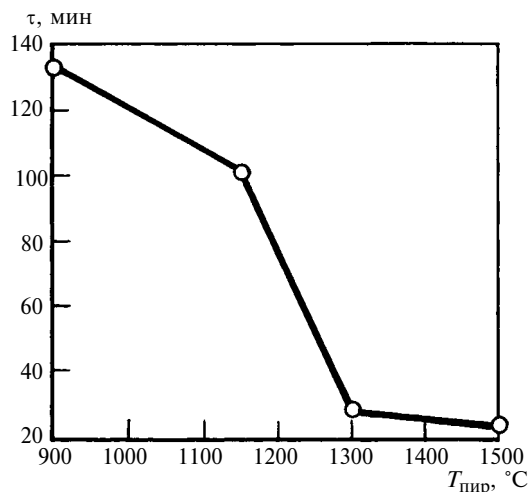


Рис. 4. Зависимость времени τ задержки механохимического синтеза от температуры T пиролиза шелухи овса

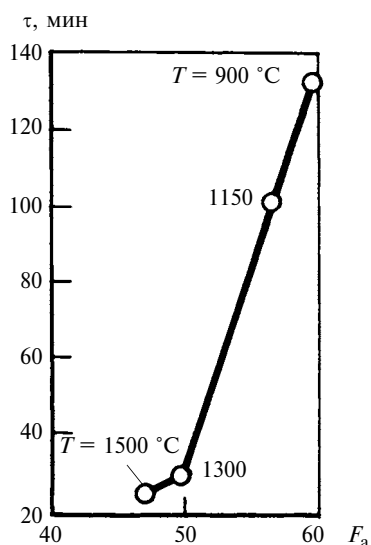


Рис. 5. Зависимость степени ароматичности F_a от времени τ задержки механохимического синтеза TiC при разных температурах T пиролиза углерода из шелухи овса

Структура (аморфная, аморфно-кристаллическая, кристаллическая) модификаций углерода, полученных при разных температурах пиролиза растительного сырья, влияет на время задержки синтеза (рис. 4). Для установления факторов, влияющих на синтез TiC, фрагментарный состав модификаций углерода исследовали с помощью ЯМР-спектрометра. Больше всего изменяется степень ароматичности: от 59,4 (для углерода из шелухи овса) до 85,1 (для углерода из лузги гречихи), т. е. зависит от вида сырья. На рис. 5 приведена зависимость степени ароматичности от времени задержки синтеза TiC при разной температуре пиролиза углерода из шелухи овса. С повышением температуры пиролиза степень ароматичности снижается и уменьша-

ется время задержки синтеза. Минимальную степень ароматичности имеет углерод с кристаллической структурой, максимальную — с аморфной структурой.

Морфология порошка TiC, синтезированного с использованием углерода из шелухи овса при разных температурах пиролиза, показана на рис. 6. Наибольшую дисперсность имеет порошок, синтезированный с использованием углерода с графитизированной структурой, полученной пиролизом органического сырья при температуре 1300 °C (см. рис. 6, в); повышение температуры пиролиза до 1500 °C приводит к частичной агломерации и укрупнению синтезированного порошка (см. рис. 6, з). Анализ порошков на лазерном анализаторе показал, что частицы TiC имеют размер 0,5÷40 мкм, причем 80 % частиц имеют размер менее 10 мкм.

Влияние модификаций углерода на содержание в них серы показано в табл. 2. Видно, что в саже ПМ-15, полученной из углеводородного сырья, содержание серы в 4÷25 раз выше, чем в модификациях углерода из растительного сырья. Наименьшее содержание серы наблюдается в углероде, синтезированном при температуре 1500 °C из шелухи овса.

Влияние модификаций углерода на содержание серы и свободного углерода в TiC показано в табл. 3. Содержание серы в TiC, синтезированном с использованием углерода, полученного пиролизом растительного сырья, меньше в 2÷20 раз, чем в TiC, синтезированном с сажей ПМ-15.

Были сформированы и изучены порошковые нефтесорбенты, полученные из лузги пшеницы и овса и сфагновых мхов без применения пиролиза.

Таблица 2

Сырье	Температура пиролиза, °C	Содержание серы, %
Сажа ПМ-15	—	0,65
Модификация С:		
из шелухи овса	1300	0,040
	1500	0,024
из шелухи пшеницы	1300	0,075
из лузги гречихи	1300	0,140

Таблица 3

Сырье	Температура пиролиза, °C	Содержание элементов, %	
		$C_{\text{св}}$	S
Шелуха овса	1500	0,23	0,009
	1300	0,35	0,012
Шелуха пшеницы	1300	0,47	0,075
Лузга гречихи	1300	0,58	0,085
Сажа ПМ-15	1300	0,50	0,190

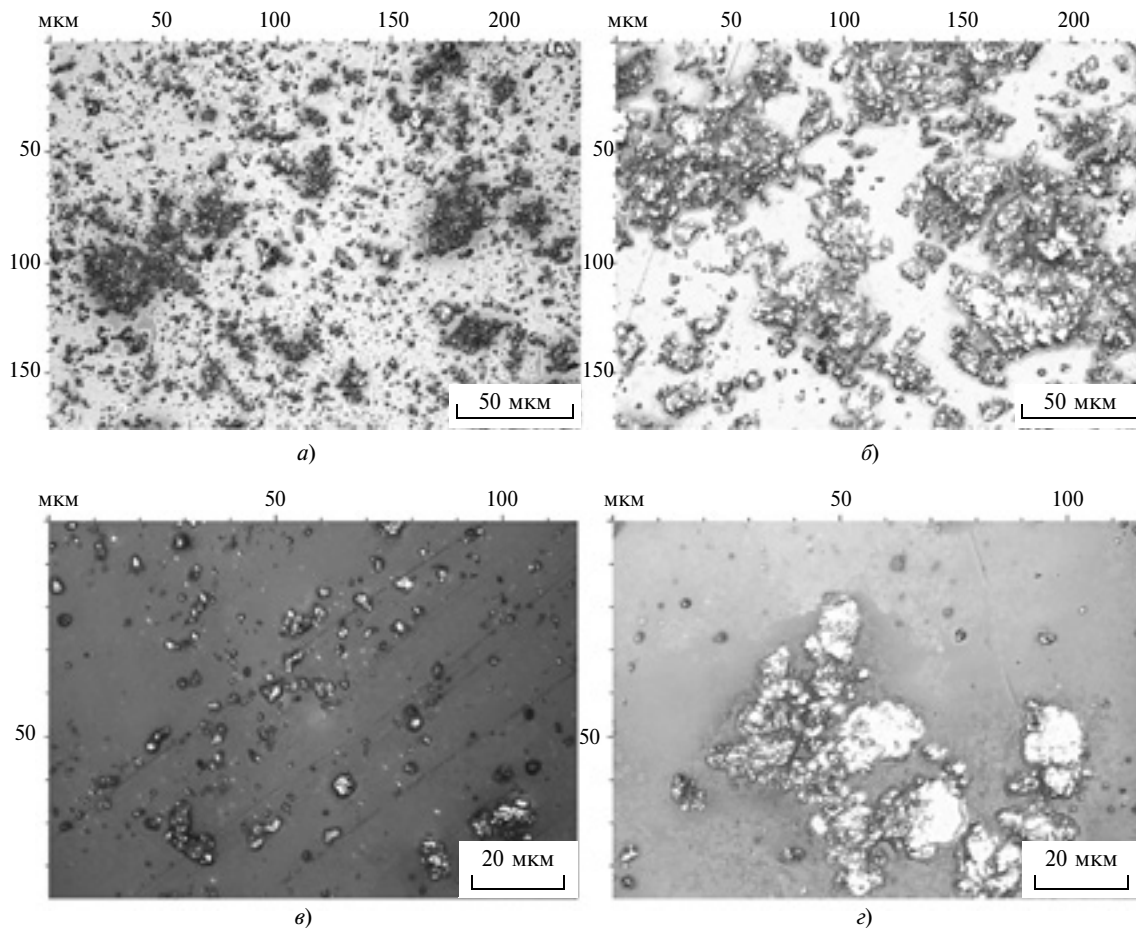


Рис. 6. Морфология порошка TiC при температуре пиролиза 900 (а), 1150 (б), 1300 (в) и 1500 °С (з)

Натурные испытания и исследования их сорбционных свойств относительно растворенных и эмульгированных нефтепродуктов выполняли в отстойнике Хабаровского нефтеперерабатывающего завода [7, 14].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Получение** анодных матриц из возобновляемого растительного сырья — отходов с/х культур / Д. В. Онищенко, А. К. Цветников, А. А. Попович, В. Г. Курявый // Журнал прикладной химии. 2008. Т. 81. № 5. С. 1050—1052.
2. **Онищенко Д. В., Попович А. А.** Технология получения углеродных порошков для создания анодных материалов литий-ионных (полимерных) аккумуляторов // Изв. вузов. Порошковая металлургия и функциональные покрытия. 2008. № 2. С. 9—11.
3. **Онищенко Д. В., Бойко Ю. Н., Попович А. А.** Технология формирования анодных нанокompозитных систем из возобновляемого растительного сырья и нанодисперсных элементов для циклируемых источников тока // Вопросы материаловедения. 2010. № 3(63). С. 86—95.
4. **Онищенко Д. В., Чаков В. В.** Возобновляемое растительное сырье как основа для получения функциональных нанокompозитных материалов универсального назначения // Журнал прикладной химии. 2011. Т. 84. № 9. С. 1562—1566.
5. **Чаков В. В., Бердников Н. В., Коновалова Н. С.** Органическое вещество жидкой фазы торфа и его гидролизатов из месторождений Среднеамурского бассейна // Тихоокеанская геология. 2008. Т. 27. № 6. С. 100—104.
6. **Чаков В. В.** Ресурсы верховых болот Нижнего Приамурья и перспективы их освоения: Монография. Хабаровск: Изд-во ДВО РАН, 2009. 172 с.
7. **Онищенко Д. В., Чаков В. В.** Технология получения нефтесорбентов из возобновляемого растительного сырья — отходов злаковых культур и сфагновых видов мхов // Журнал прикладной химии. 2012. Т. 85. № 1. С. 103—106.
8. **Пат. 67777 Рос. Федерации** на полезную модель. Устройство для изготовления анодного материала.
9. **Пат. 72358 Рос. Федерации** на полезную модель. Устройство для изготовления анодного материала.
10. **Пат. 2327255 Рос. Федерации.** Способ получения анодного материала.
11. **Пат. 2340042 Рос. Федерации.** Способ получения анодного материала.
12. **Попович А. А.** Механохимический синтез тугоплавких соединений: Монография. Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2003. С. 201.
13. **Онищенко Д. В., Рева В. П.** Получение нанопорошка карбида вольфрама методом механической активации // Физика и химия обработки материалов. 2011. № 2. С. 71—77.
14. **Земнухова Л. А., Шкорина Е. Д., Филиппова И. А.** Изучение сорбционных свойств шелухи риса и гречихи по отношению к нефтепродуктам // Химия растительного сырья. 2005. № 2. С. 51—54.

Цикл статей

"Проблемы теории механической обработки"

УДК 621.9.04.001.24

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: mt13@bmstu.ru

Теоретическое обеспечение технологической механики.

8. Плоская задача теории пластичности.

Часть 2*

Рассмотрены напряженное и кинематическое состояния прямоугольной полосы с трением при осадке.

Ключевые слова: теория пластичности, плоская задача, прямоугольная полоса, осадка с трением.

The stress and kinematic states of a rectangular bar with friction at shortening is considered.

Keywords: theory of plasticity, plane problem, rectangular bar, shortening with friction.

Продолжим рассмотрение плоской задачи теории пластичности разъяснением Л. М. Качанова [1, с. 136]: "Если плоская задача статически неопределима, то необходимо совместное решение уравнений для напряжений и скоростей, что связано с известными трудностями. В таких задачах часто используют полуобратный метод: пытаются подобрать такое поле линий скольжения, для которого распределение скоростей было бы в согласии с граничными условиями. При этом приходится в той или иной мере задавать контуры пластической зоны и дополнять граничные условия для напряжения. Подобные приемы, несмотря на их очевидную ограниченность, позволили найти много важных решений".

Разработанный и используемый автором данного цикла статей общий метод решения прикладных задач теории пластичности как раз и является полуобратным, но только дополненным принципом верхней оценки (не следует путать это с упрощенным методом верхней оценки из теории ОМД [2, с. 219], не имеющим с примененным методом ничего общего). При разработанном методе не подбирают поле линий скольжения или жесткие блоки, а с помощью уравнений теории пластичности определяют напряжения, полностью согласованные с кинематически возможным полем скоростей и дающие верхнюю оценку силовых параметров задачи. Для учета упрочнения автор дополнил разработанный метод еще и теорией конечных накопленных деформаций А. А. Ильюшина, но это

будет подробно рассмотрено в завершающей статье цикла.

Рассмотрим, как и в статье [3], две классические задачи Прандтля, специально решенные методом, разработанным автором.

Сначала рассмотрим задачу об осадке прямоугольной полосы (см. рис. 8)*¹.

Как и при решении задачи об осадке цилиндрической заготовки [3], закон контактного трения заранее задавать не будем, а примем его соответствующим законом изменения на поверхности контакта касательного напряжения, найденного из решения системы уравнений теории пластичности. Максимальное контактное касательное напряжение принимаем равным $\beta\mu\sigma_y$ (для сокращения записей соответствующий плоской деформации коэффициент Лодэ $\beta = 1,155$ будет конкретизирован только в окончательных выражениях).

Запишем кинематически возможную вертикальную скорость течения металла в общем виде:

$$v_z = -f(z), \quad (20)^{*1}$$

который удовлетворяет имеющимся граничным условиям: $v_z = -v_0$ при $z = h$; $v_z = 0$ при $z = 0$ и $v_z = v_0$ при $z = -h$.

Из условия несжимаемости (16) с учетом равенства (20) находим горизонтальную скорость течения металла:

$$v_x = \frac{\partial f(z)}{\partial z} x + f_1(z). \quad (21)$$

Из граничного условия $v_x = 0$ при $x = 0$ следует, что $f_1(z) = 0$, тогда

$$v_x = \frac{\partial f(z)}{\partial z} x. \quad (22)$$

Из выражения (22) видно, что полученная функция горизонтальной скорости в общем случае зависит от координаты z , т. е. позволяет учесть выпучивание боковой поверхности осаживаемой заготов-

* Продолжение. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1÷12 за 2013 г., продолжение — № 2 за 2014 г.

*¹ Рис. 1÷9 и формулы (1)÷(9) — см. "Вестник машиностроения" № 12 за 2012 г.

ки. Таким образом, боковая поверхность заготовки на рис. 8 показана плоской условно.

Учитывая формулы (20) и (22), по выражениям (8)–(10) находим скорости деформаций:

$$\left. \begin{aligned} \xi_x &= \frac{\partial f(z)}{\partial z}; \\ \xi_z &= -\frac{\partial f(z)}{\partial z}; \\ \eta_{xz} &= \frac{\partial^2 f(z)}{\partial z^2} x. \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Пренебрегая в выражении (6) величиной η_{xz}^2 по сравнению с величиной $4\xi_z^2$, получим:

$$\xi_i = \beta |\xi_z| = \beta \frac{\partial f(z)}{\partial z}. \quad (24)$$

Такое математическое упрощение правомерно, поскольку не противоречит поставленной задаче получения верхней оценки. Принятие равенства (24) несколько занижает значение ξ_i по сравнению с точным значением, рассчитанным по формуле (6). Последнее в соответствии с уравнением (4) и с учетом того, что при осадке гидростатическое давление $\sigma < 0$ и $\xi_z < 0$, приводит к увеличению абсолютного осевого напряжения σ_z , определяющего силу осадки, т. е. к завышению оценки этой силы.

С учетом выражений (23) и (24) формулу (5) преобразуем к виду:

$$\tau_{xz} = \frac{\sigma_s}{3\beta} \frac{\partial^2 f[z]/\partial z^2}{\partial f[z]/\partial z} x = f_2(z)x. \quad (25)$$

Подставив выражение (25) в уравнение равновесия (2), получим:

$$\sigma_z = -2 \int f_2(z) dz + f_3(x), \quad (26)$$

где $f_3(x)$ — произвольная функция от x , появившаяся в результате интегрирования частной производной.

С учетом равенств (23) и (24) выражения (3) и (4) будут иметь вид:

$$\sigma_x = \sigma + \frac{2}{3\beta} \sigma_s; \quad (27)$$

$$\sigma_z = \sigma - \frac{2}{3\beta} \sigma_s. \quad (28)$$

Из равенств (27) и (28) с учетом выражения (26) следует:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} = \frac{\partial \sigma_z}{\partial x} = \frac{\partial f_3(x)}{\partial x}. \quad (29)$$

Подставив выражения (25) и (29) в уравнение равновесия (1), получим:

$$\frac{1}{x} \frac{\partial f_3(x)}{\partial x} = -\frac{\partial f_2(z)}{\partial z}. \quad (30)$$

Так как левая часть уравнения (30) зависит только от x , а правая — только от z , то для обеспечения равенства при любом произвольном изменении независимых переменных x и z обе эти части должны равняться постоянной величине C . Отсюда:

$$f_3(x) = \frac{Cx^2}{2} + C_1; \quad (31)$$

$$f_2(z) = -Cz + C_2. \quad (32)$$

Подставив выражение (32) в формулу (25), найдем касательное напряжение:

$$\tau_{xz} = (-Cz + C_2)x. \quad (33)$$

Таким образом, закон изменения касательных напряжений (в том числе и на контактных поверхностях) в направлении координаты x оказался линейным. Произвольные постоянные C и C_2 определяются из следующих граничных условий: $\tau_{xz} = -\beta\mu\sigma_s$ при $z = h$ и $x = b$; $\tau_{xz} = 0$ при $z = 0$. Отсюда:

$$\left. \begin{aligned} C &= \frac{\beta\mu\sigma_s}{bh}; \\ C_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

Подставив равенства (34) в формулу (33), окончательно получим:

$$\tau_{xz} = -\frac{\beta\mu\sigma_s}{bh} xz. \quad (35)$$

Подставив формулы (31), (32) и (34) в выражение (26), получим:

$$\sigma_z = \frac{\beta\mu\sigma_s}{bh} (z^2 + 0,5x^2) + C_1. \quad (36)$$

Вычтя из выражения (27) выражение (28) и подставив равенство (36), найдем:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \sigma_z + \frac{4}{3\beta} \sigma_s = \sigma_z + \beta\sigma_s = \\ &= \beta\sigma_s + \frac{\beta\mu\sigma_s}{bh} (z^2 + 0,5x^2) + C_1. \end{aligned} \quad (37)$$

Необходимо пояснить, что равенство

$$\frac{4}{3\beta} \sigma_s = \beta\sigma_s, \quad (38)$$

использованное при преобразовании формулы (37) к окончательному виду, получено с учетом того, что при плоской деформации $\beta = 2/\sqrt{3}$.

Так как горизонтальное напряжение σ_x зависит от z , то удовлетворить условию $\sigma_x = 0$ по всей высоте боковой поверхности заготовки невозможно (напомним, что вследствие использования закона парности касательных напряжений такая трудность характерна для любой задачи теории пластичности с ненулевым контактным трением [4]). Поэтому используя частное граничное условие $\sigma_x = 0$ при $z = h$ и $x = b$ (при этом граничном условии одновременно удовлетворяется и граничное условие $\sigma_x = 0$ при $z = -h$ и $x = b$ и получается наиболее простая формула для определения удельной силы деформирования), и найдем произвольную постоянную:

$$C_1 = -\beta\sigma_s \left[1 + \frac{\mu}{bh} (h^2 + 0,5b^2) \right]. \quad (39)$$

Подставив выражение (39) в равенство (36), окончательно получим:

$$\sigma_z = -\beta\sigma_s \left[1 + \frac{\mu}{bh} (h^2 - z^2 + 0,5b^2 - 0,5x^2) \right]. \quad (40)$$

При $z = h$ получим формулу для определения нормальных напряжений на поверхности контакта с верхним инструментом:

$$\sigma_z = -\beta\sigma_s \left[1 + \frac{\mu}{2bh} (b^2 - x^2) \right]. \quad (41)$$

С учетом выражения (41) найдем удельную силу осадки:

$$q = \frac{1}{b} \int_0^b |\sigma_z| dx = \beta\sigma_s \left(1 + \frac{\mu b}{3h} \right) = 1,155\sigma_s \left(1 + \frac{\mu B}{3H} \right), \quad (42)$$

где B и H — ширина и высота полосы после осадки.

Из условия постоянства объема имеем:

$$B = B_0 H_0 / H, \quad (43)$$

где B_0 и H_0 — ширина и высота исходной заготовки.

Сила осадки определяется выражением

$$P = qBL, \quad (44)$$

где L — длина заготовки в направлении, перпендикулярном рассматриваемой плоскости.

Из выражения (28) с учетом равенств (38) и (40) находим гидростатическое давление:

$$\sigma = -\beta\sigma_s \left[0,5 + \frac{\mu}{bh} (h^2 - z^2 + 0,5b^2 - 0,5x^2) \right]. \quad (45)$$

В точке наибольшей выпуклости боковой поверхности заготовки, т. е. при $z = 0$ и $x = b$, гидростатическое давление определяется формулой

$$\sigma = -1,155\sigma_s \left(0,5 + \frac{\mu b}{h} \right). \quad (46)$$

Эта формула может быть использована для разработки методики прогнозирования разрушения заготовки при осадке или высадке в условиях плоской деформации (аналогично тому, как это сделано в работе [5]).

Подставив равенство (35) в выражение (25), получим уравнение

$$\frac{\partial^2 f(z)}{\partial z^2} = -\frac{3\beta^2 \mu}{bh} z \frac{\partial f(z)}{\partial z}, \quad (47)$$

из которого можно найти неизвестную функцию $f(z)$ скоростей (20, 22) течения металла.

Обозначим

$$\varphi = \partial f(z) / \partial z; \quad (48)$$

$$2a^2 = \frac{3\beta^2 \mu}{bh}. \quad (49)$$

Тогда уравнение (47) примет вид:

$$\frac{d\varphi}{dz} = -2a^2 z \varphi \quad (50)$$

или

$$\frac{d\varphi}{\varphi} = -2a^2 z dz. \quad (51)$$

Проинтегрировав выражение (51), получим:

$$\ln \varphi = -a^2 z^2 + \ln C_3, \quad (52)$$

откуда после потенцирования имеем:

$$\varphi = C_3 e^{-a^2 z^2}, \quad (53)$$

где e — основание натурального логарифма.

Подставив равенство (53) в уравнение (48), получим выражение:

$$f(z) = C_3 \int e^{-a^2 z^2} dz + C_4, \quad (54)$$

которое приведем к виду:

$$\begin{aligned} f(z) &= \frac{C_3 \sqrt{\pi}}{2a} \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int e^{-a^2 z^2} d(az) + C_4 = \\ &= \frac{C_3 \sqrt{\pi}}{2a} \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int e^{-\lambda^2} d\lambda + C_4, \end{aligned} \quad (55)$$

где $\lambda = az$.

В соответствии с основной теоремой интегрального исчисления можно преобразовать неопределенный интеграл в определенный, т. е. переписать равенство (55) в виде:

$$f(z) = \frac{C_3\sqrt{\pi}}{2a} \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{az} e^{-\lambda^2} d\lambda + C_4. \quad (56)$$

Входящее в формулу (56) выражение

$$\operatorname{erf}(az) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{az} e^{-\lambda^2} d\lambda \quad (57)$$

называется интегралом вероятности или функцией ошибок Гаусса и табулировано в соответствующих справочниках (см., например [6, с. 81, 82, табл. 23]). Интеграл вероятности обладает следующими свойствами: $\operatorname{erf}(0) = 0$; при $az > 2,5$ можно с высокой точностью считать $\operatorname{erf}(az) = 1$. Кроме того, интеграл вероятности можно представить в виде ряда, погрешность которого не превышает величины последнего взятого члена [6, с. 389]:

$$\operatorname{erf}(az) = \frac{2(az)}{\sqrt{\pi}} \left[1 - \frac{(az)^2}{1!3} + \frac{(az)^4}{2!5} - \frac{(az)^6}{3!7} + \frac{(az)^8}{4!9} - \dots \right]. \quad (58)$$

Максимальное значение аргумента az при реальной осадке определяется значениями $z = h$, $h/b = 2$, $\mu = 0,5$, при которых $az = 1,414$. В диапазоне значений $0 \leq az \leq 1,414$ с достаточной точностью можно использовать зависимость, найденную автором методом подбора:

$$\operatorname{erf}(az) = \frac{2(az)}{\sqrt{\pi}} [1 - 0,2(az)^2], \quad (59)$$

которая при $az = 0$ и $az = 1,414$ дает точные значения, а в середине возможного диапазона при $az = 0,7$ дает значение $\operatorname{erf}(0,7) = 0,712$, которое отличается от точного значения (0,683) всего на 4 %.

Таким образом, равенство (56) можно записать в виде:

$$f(z) = \frac{C_3\sqrt{\pi}}{2a} \operatorname{erf}(az) + C_4. \quad (60)$$

Следовательно, с учетом выражений (20) и (22), конкретизируемых равенствами (48), (53) и (60), скорости течения металла определяются формулами:

$$v_z = -\frac{C_3\sqrt{\pi}}{2a} \operatorname{erf}(az) - C_4; \quad (61)$$

$$v_x = C_3 x e^{-a^2 z^2}. \quad (62)$$

Из граничного условия $v_z = 0$ при $z = 0$ получаем $C_4 = 0$, а из граничного условия $v_z = -v_0$ при $z = h$ находим:

$$C_3 = v_0 \frac{2a}{\sqrt{\pi} \operatorname{erf}(ah)}. \quad (63)$$

Тогда окончательно получим:

$$v_z = -v_0 \frac{\operatorname{erf}(az)}{\operatorname{erf}(ah)}; \quad (64)$$

$$v_x = v_0 \frac{2a}{\sqrt{\pi} \operatorname{erf}(ah)} x e^{-a^2 z^2}, \quad (65)$$

где с учетом равенства (49) и по условию постоянства объема $bh = b_0 h_0$,

$$a = \sqrt{\frac{3\beta^2 \mu}{2bh}} = \sqrt{\frac{2\mu}{b_0 h_0}}, \quad (66)$$

т. е. $a = \text{const}$.

Таким образом, установлены зависимости скоростей металла течения от коэффициента контактного трения и текущих размеров заготовки.

С учетом зависимости (59) выражения (64) и (65) можно записать так:

$$v_z = -v_0 \frac{z}{h} \frac{1 - 0,2(az)^2}{1 - 0,2(ah)^2}; \quad (67)$$

$$v_x = v_0 \frac{x e^{-a^2 z^2}}{h [1 - 0,2(ah)^2]}. \quad (68)$$

Теперь приступим к определению искривления боковой поверхности заготовки в зависимости от коэффициента μ контактного трения и текущей высоты h заготовки.

Связь между соответствующей времени t текущей вертикальной координатой z и начальной горизонтальной координатой z_0 определяется уравнением

$$dz = v_z dt, \quad (69)$$

которое с учетом выражения (68) принимает вид:

$$\frac{dz}{z} = \frac{1 - 0,2(az)^2}{1 - 0,2(ah)^2} \frac{-v_0 dt}{h}, \quad (70)$$

где

$$h = h_0 - v_0 t. \quad (71)$$

Дифференцируя выражение (71), получим

$$dh = -v_0 dt. \quad (72)$$

Для удобства можно заменить время t на ход s деформирующего инструмента:

$$s = v_0 t. \quad (73)$$

Тогда

$$h = h_0 - s. \quad (74)$$

Следует подчеркнуть, что выражения (71) и (73) являются формальными и не требуют предположения о равномерности движения инструмента, т. е. о постоянстве скорости v_0 , выражаемом ее средним значением, так как время t введено в выражения теории пластического течения для удобства, т. е. чисто формально. В основе теории пластического течения лежат не скорости, а приращения деформаций. И вместо переменной t можно ввести любой другой монотонно возрастающий параметр, в частности ход s деформирующего инструмента [1, с. 53]. Такую замену и отображает выражение (73), где скорость v_0 введена для получения необходимой размерности. Поэтому ни в одном академическом исследовании процесса пластической деформации по классической теории течения (т. е. без учета вязкости и динамических процессов) не ставится вопрос, является ли скорость движения инструмента постоянной или переменной. По классической теории для любого процесса деформации, в том числе и для осадки, результат полностью определяется приращением $s = \Delta h$ и не зависит от того, за какое время оно достигнуто или от того, как в процессе осадки изменялась скорость движения штамповой плиты [7, с. 51]. В соответствии с классической теорией пластического течения, например, при осадке заготовки до определенной высоты конечная сила процесса будет зависеть лишь от этой конечной высоты, но не будет зависеть от того, с постоянной или переменной скоростью изменялась высота заготовки. Ввиду этого ученые-механики часто используют абстрактное понятие единичной скорости (см., например, книгу [8, с. 382, 383]).

Подставив равенство (72) в выражение (70), получим уравнение

$$\frac{dz}{z[1-0,2(az)^2]} = \frac{dh}{h[1-0,2(ah)^2]}, \quad (75)$$

которое после формальных преобразований принимает вид:

$$\frac{2a^2zdz}{(az)^2[1-0,2(az)^2]} = \frac{2a^2hdh}{(ah)^2[1-0,2(ah)^2]}, \quad (76)$$

а затем приводится к виду:

$$\int \frac{d(az)^2}{(az)^2[1-0,2(az)^2]} = \int \frac{d(ah)^2}{(ah)^2[1-0,2(ah)^2]} - \ln C_5. \quad (77)$$

Проинтегрировав выражение (77), получим:

$$-\ln \frac{1-0,2(az)^2}{(az)^2} = -\ln \frac{1-0,2(ah)^2}{(ah)^2} - \ln C_5, \quad (78)$$

откуда после потенцирования имеем:

$$\frac{1-0,2(az)^2}{(az)^2} = C_5 \frac{1-0,2(ah)^2}{(ah)^2}. \quad (79)$$

Произвольную постоянную C_5 находим из начального условия $z = z_0$ при $h = h_0$:

$$C_5 = \frac{1-0,2(az_0)^2}{(az_0)^2} \frac{(ah_0)^2}{1-0,2(ah_0)^2}. \quad (80)$$

Подставив равенство (80) в выражение (79), получим уравнение

$$\frac{1-0,2(az)^2}{(az)^2} = \frac{1-0,2(az_0)^2}{(az_0)^2} \frac{(ah_0)^2}{1-0,2(ah_0)^2} \frac{1-0,2(ah)^2}{(ah)^2}, \quad (81)$$

решив которое, имеем:

$$z = \frac{h}{\sqrt{0,2(ah)^2 + \frac{1-0,2(az_0)^2(ah_0)^2[1-0,2(ah)^2]}{(az_0)^2(1-0,2(ah_0)^2)}}}. \quad (82)$$

Связь между текущей горизонтальной координатой x , соответствующей времени t , и начальной горизонтальной координатой x_0 определяется уравнением

$$dx = v_x dt, \quad (83)$$

которое с учетом выражения (68) принимает вид:

$$\frac{dx}{x} = v_0 \frac{e^{-a^2 z^2}}{h[1-0,2(ah)^2]} dt. \quad (84)$$

С учетом равенства (72) уравнение (84) примет вид:

$$\int \frac{dx}{x} = - \int \frac{e^{-a^2 z^2} dh}{h[1-0,2(ah)^2]} + \ln C_6. \quad (85)$$

Сложность выражения (82), которое нужно подставить в подынтегральную экспоненту уравнения (85), а также его дробность свидетельствуют о том, что интеграл, который в результате будет получен, окажется гораздо сложнее известного интеграла вероятности (57), т. е. его с еще большим основанием можно отнести к неберущимся. Тогда в соответствии с традиционными академическими представ-

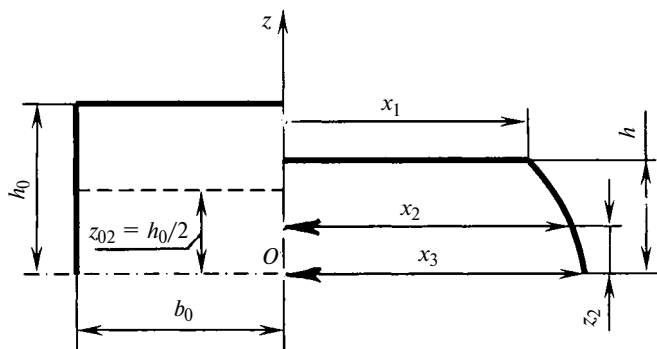


Рис. 10. Схема к расчету формы боковой поверхности полосы при ее плоской осадке

лениями можно считать, что поставленная задача решена точно, так как для получения решения с любой требуемой точностью можно применять известные методы численного интегрирования.

Однако автор считает, что в практическом отношении намного предпочтительнее иметь явную формулу, для получения которой придется пойти на одно математическое упрощение. При $\mu = 0$ с учетом равенства (66) коэффициент $a = 0$, т. е. в процессе осадки без трения подинтегральное выражение $e^{-a^2 z^2} = 1$ и от изменения высоты h зависеть не будет. При $\mu = 0,5$, т. е. при осадке с максимальным трением, наибольшее изменение координаты x на боковой поверхности заготовки будет на ее срединной плоскости, т. е. при $z = 0$ (рис. 10);

в этом случае также выражение $e^{-a^2 z^2} = 1$ и от изменения высоты зависеть не будет. С учетом независимости предельно возможных результатов от

изменения выражения $e^{-a^2 z^2}$ в зависимости от высоты h примем, что и для промежуточных результатов экспоненциальное выражение в уравнении (85) от высоты h не зависит и вынесем его за знак интеграла. Основным критерием приемлемости этого математического упрощения будет сопоставление с экспериментальными данными.

Итак, решим уравнение

$$\int \frac{dx}{x} = -e^{-a^2 z^2} \int \frac{dh}{h[1 - 0,2(ah)^2]} + \ln C_6. \quad (86)$$

Проинтегрировав полученное с учетом формального преобразования формулы (86) выражение

$$\int \frac{dx}{x} = -\frac{e^{-a^2 z^2}}{2} \frac{d(ah)^2}{(ah)^2 [1 - 0,2(ah)^2]} + \ln C_6, \quad (87)$$

имеем:

$$\ln x = \frac{1}{2e^{a^2 z^2}} \ln \frac{1 - 0,2(ah)^2}{(ah)^2} + \ln C_6, \quad (88)$$

откуда

$$x = C_6 \left[\frac{1 - 0,2(ah)^2}{(ah)^2} \right]^{2e^{a^2 z^2}}. \quad (89)$$

Произвольную постоянную C_6 находим из начального условия $x = x_0$ при $h = h_0$:

$$C_6 = x_0 \left[\frac{(ah_0)^2}{1 - 0,2(ah_0)^2} \right]^{2e^{a^2 z^2}}. \quad (90)$$

Тогда окончательно получим:

$$x = x_0 \left[\left(\frac{h_0}{h} \right)^2 \frac{1 - 0,2(ah)^2}{1 - 0,2(ah_0)^2} \right]^{2e^{a^2 z^2}}. \quad (91)$$

Для построения формы боковой поверхности с достаточной точностью нужно вычислить координаты трех ее точек (см. рис. 10): точки с координатами x_1 и $z = h$, лежащей на контактной поверхности; промежуточной точки с координатами x_2 и z_2 ; точки с координатами x_3 и $z = 0$, лежащей в срединной плоскости. В качестве промежуточной точки целесообразно выбрать точку, которая в начале находилась посередине высоты h_0 , т. е. имела начальную координату $z_{02} = h_0/2$. Если трение будет отсутствовать, то в процессе осадки эта точка так и останется посередине высоты, т. е. будет иметь текущую координату $z_2 = h/2$. Но при наличии трения текущую координату следует определять по формуле (82), подставив в нее $z_0 = h_0/2$:

$$z_2 = \frac{h}{\sqrt{1 + 3 \frac{1 - 0,2(ah)^2}{1 - 0,2(ah_0)^2}}}. \quad (92)$$

При наличии трения всегда будет иметь место неравенство $z_2 < h/2$, т. е. точка, первоначально расположенная посередине высоты h_0 , в процессе осадки будет опускаться ниже середины текущей высоты h .

Начальная координата боковой поверхности $x_0 = b_0$, поэтому для этой поверхности из выражения (91) получим:

$$x_1 = b_0 k^{2e^{a^2 h^2}}; \quad (93)$$

$$x_2 = b_0 k^{2e^{a^2 z_2^2}}; \quad (94)$$

$$x_3 = b_0 k^2, \quad (95)$$

где

$$k = \left(\frac{h_0}{h}\right)^2 \frac{1 - 0,2(ah)^2}{1 - 0,2(ah_0)^2}. \quad (96)$$

Сравнение экспериментальных данных с результатами теоретических расчетов по формулам (66), (92)—(96) (табл. 1) показало их высокую сходимость. Данные опытов 1, 2 взяты из книги [9, с. 240—242, рис. 104, 105]. Фотография образца, соответствующего опыту 1, показана на рис. 9*¹. Данные по опытам 3÷5 получены автором (рис. 11).

Образцы из свинца С00 длиной $L = 100$ мм устанавливали между плитами, препятствующими их продольной деформации. Для устранения трения о плиты фронтальные торцы образцов смазывали животным жиром. Горизонтальные поверхности образцов обезжировали ацетоном и дополнительно натирали мелом. Испытания проводили на универсальной испытательной машине УИМ-50 с записью изменения силы по ходу осадки.

Из сравнения формул (93) и (95) видно, что изменение выпуклости боковой поверхности заготовки, характеризуемое величиной $\Delta x = x_3 - x_1$, имеет экстремальный характер (рис. 12), т. е. сначала выпуклость увеличивается, но затем начинает уменьшаться и боковая поверхность выравнивается. Действительно, в начальный момент $h = h_0$ и, соответственно, величина $k = 1$, т. е. $x_1 = x_3$ независимо от разных степеней величины k в формулах (93) и (95). Затем разница x_1 и x_3 возрастает, но при $h \rightarrow 0$ (т. е. $s \rightarrow h_0$) степень величины в выражении (93) стремится к $1/2$, т. е. $x_1 \rightarrow x_3$. Ранее аналогичный результат был получен автором и при исследовании бочкообразования цилиндрической заготовки [10].

Теперь выполним проверку выведенной формулы (42) для определения удельной силы осадки. Сначала сопоставим результаты расчета с точным академическим решением, в ходе которого В. В. Соколовский [11, с. 320] получил численным методом при $\mu = 0,5$ и $B/H = 3,3$ относительную удельную силу осадки $q/(1,155\sigma_s) = 1,56$. По формуле (42) для указанных значений получаем $q/(1,155\sigma_s) = 1,55$, что отличается от точного значения на 0,6 %. Следовательно, наш результат фактически совпадает с

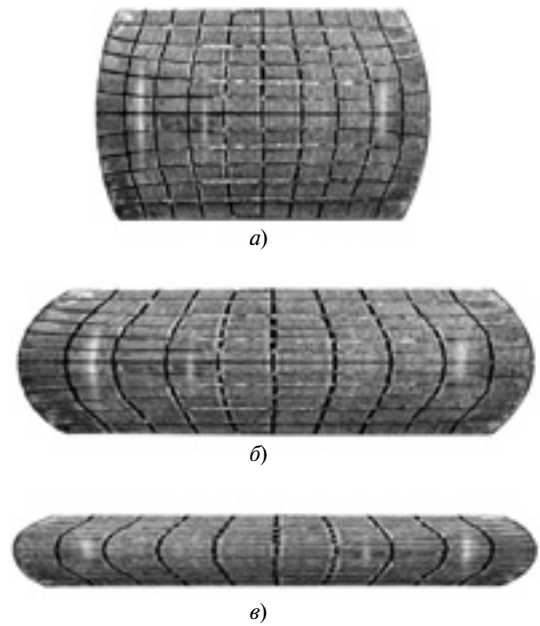


Рис. 11. Экспериментальное искажение делительной сетки и боковой поверхности при плоской осадке полосы прямоугольного сечения из свинца С00:

$a - h_0 = 20$ мм, $b_0 = 17,5$ мм, $h = 15,1$ мм; $b - h_0 = 20$ мм, $b_0 = 17,5$ мм, $h = 10,2$ мм; $c - h_0 = 10$ мм, $b_0 = 17,5$ мм, $h = 4,8$ мм

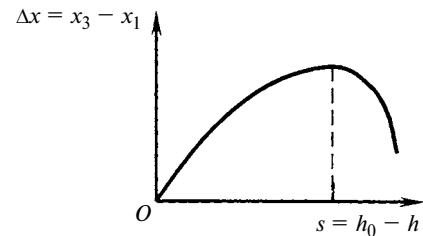


Рис. 12. Изменение разницы максимального и минимального размеров боковой поверхности заготовки в процессе осадки

точным, но не требует при этом численных решений в каждом частном случае.

По формуле Л. Прандтля

$$q = 1,155\sigma_s \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\mu B}{2H} \right) \quad (97)$$

получаем $q/(1,155\sigma_s) = 1,61$, что отличается от точного значения (1,56) на 3,2 %, т. е. как справед-

Таблица 1

Расхождение ($\delta_{1\div\delta_3}$) результатов расчетов ($x_{1\div x_3}$) параметров формы боковой поверхности осаживаемой полосы с экспериментальными данными при ($x_{1\div x_{3\text{э}}}$) $\mu = 0,5$

Опыт	h_0	b_0	h	a	z_2	x_1	$x_{1\text{э}}$	$\delta_1, \%$	x_2	$x_{2\text{э}}$	$\delta_2, \%$	x_3	$x_{3\text{э}}$	$\delta_3, \%$
	мм								мм			мм		
1	20,0	20,0	16,2	0,050	7,851	22,793	22,5	1,3	24,822	24,5	1,3	25,731	25,5	0,9
2	10,0	20,0	7,5	0,071	3,683	25,300	25,0	1,2	26,755	26,5	1,0	27,307	27,0	1,1
3	20,0	17,5	15,1	0,053	7,213	20,904	20,5	1,9	23,479	23,5	0,1	24,611	24,5	0,5
4	20,0	17,5	10,2	0,053	4,726	31,063	30,7	1,2	36,122	36,5	1,0	37,889	38,0	0,3
5	10,0	17,5	4,8	0,076	2,315	34,713	34,3	1,2	37,335	37,0	0,9	38,226	38,0	0,6

ливо указано в работах [1, с. 199; 4, с. 267], результат Прандтля достаточно близок к точному.

По формуле Е. П. Унксова [2, с. 250], совпадающей с приближенной формулой Р. Хилла [12, с. 271], полученной на основе тех же упрощений,

$$q = 1,155\sigma_s \left(1 + \frac{\mu B}{2H}\right) \quad (98)$$

имеем $q/(1,155\sigma_s) = 1,83$, что отличается от точного значения уже на 17,3 %.

Сопоставление результатов расчета по формуле автора (42) с результатами его же экспериментов представлены в табл. 2 и показывает их высокую сходимость.

Таким образом, автором полностью определено напряженное состояние заготовки в процессе осадки с трением, найденное в неразрывном единстве с полем скоростей течения металла, которое везде удовлетворяет условию сплошности. Используются все 10 уравнений (1)–(10), теории плоского пластического течения, в результате чего получено частное точное решение, удовлетворяющее этим уравнениям. Использовано лишь одно, согласованное с методом верхней оценки, математическое упрощение для величины ξ_j . По сравнению с известными решениями для плоской осадки автору не пришлось вводить жесткие зоны и при этом нигде нет нарушения сплошности, а на оси симметрии удовлетворяются очевидные условия $\eta_{xz} = 0$ и $\tau_{xz} = 0$. Отсутствие жестких зон на краях полосы позволило с высокой точностью описать искривление ее боковой поверхности в процессе осадки. В данном решении имеется лишь неполное удовлетворение статического граничного условия по всей высоте боковой поверхности заготовки, которое не является недостатком самого решения, а присуще любым решениям задач пластичности с трением при использовании закона парности касательных напряжений.

Отметим, что введение математического упрощения интенсивности скоростей деформаций (24) приводит к выражению (37), из которого следует, что

$$\sigma_x - \sigma_z = \beta\sigma_s, \quad (99)$$

Таблица 2

Расхождение (δ) расчетной (q) и экспериментальной (q_3) удельной силы осадки полосы из свинца С00 при $\sigma_s = 19,4$ МПа и $\mu = 0,5$

H_0 , мм	H , мм	B , мм	q , МПа	q_3 , МПа	δ , %
40	35,0	40,000	26,675	25,5	4,4
	30,0	46,667	28,216	27,1	4,0
	25,0	56,000	30,772	29,7	3,5
	20,0	70,000	35,478	34,5	2,8
20	17,5	40,000	30,943	29,7	4,0
	15,0	46,667	34,025	32,9	3,3
	12,5	56,000	39,138	38,1	2,7
	10,0	70,000	48,549	47,5	2,2

т. е. получаем приближенное условие пластичности, известное из работ Э. Зибеля, Г. Закса и Е. П. Унксова. Но эти ученые использовали такое условие пластичности лишь для решения упрощенного уравнения равновесия, составленного для поверхности контакта с инструментом. Как указывает М. В. Сторожев [2, с. 183] таким условием пластичности ошибочно пользоваться при значениях контактного касательного напряжения, близких к предельным. Однако в решении автора это условие наполнено несколько иным содержанием: оно применяется не для одной контактной поверхности, а для *всего объема тела*, для которого, как правило, алгебраическая сумма касательных напряжений или близка к нулю, или равна ему (см., например, формулу (35) с учетом общего изменения координат (см. рис. 8) $-b \leq x \leq b$ и $-h \leq z \leq h$). Сопоставление большого числа полученных автором теоретических результатов с четырьмя тысячами независимых экспериментальных данных доказывает, что использование данного условия для упрощения решения *систем дифференциальных уравнений в частных производных*, описывающих состояние пластичности всего тела, а не только его поверхности, приводит к высокой точности окончательных расчетных выражений.

Заметим, что подобные упрощения встречаются и в академической теории пластичности (см., например, книги [1, с. 269, 270; 11, с. 19; 12, с. 310]).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Качанов Л. М. Основы теории пластичности. М.: Наука, 1969. 420 с.
2. Сторожев М. В., Попов Е. А. Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.
3. Воронцов А. Л. Теоретическое обеспечение технологической механики. 7. Осесимметричная задача теории пластичности. Часть 2 // Вестник машиностроения. 2013. № 10. С. 64–72.
4. Воронцов А. Л. Теоретическое обеспечение технологической механики. 3. Необоснованность закона парности касательных напряжений // Вестник машиностроения. 2013. № 3. С. 48–53.
5. Воронцов А. Л. Прогнозирование разрушения сплошной заготовки при высадке // Производство проката. 2007. № 9. С. 8–14.
6. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике. М.: ГИТТЛ, 1956. 608 с.
7. Прагер В., Ходж Ф. Г. Теория идеально пластических тел. М.: ИИЛ, 1956. 398 с.
8. Джонсон У., Меллор П. Теория пластичности для инженеров. М.: Машиностроение, 1979. 567 с.
9. Теория обработки металлов давлением / И. Я. Гарновский, А. А. Поздеев, О. А. Ганаго и др. М.: Металлургиздат, 1963. 672 с.
10. Воронцов А. Л. Изменение геометрии цилиндрической заготовки при осадке с контактным трением // Вестник машиностроения. 2009. № 7. С. 68–75.
11. Соколовский В. В. Теория пластичности. М.: Высшая школа, 1969. 608 с.
12. Хилл Р. Математическая теория пластичности. М.: ГИТТЛ, 1956. 407 с.

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 621.91.01

В. В. МЕДИСОН (Нижнетагильский технологический институт — филиал УрФУ им. Б. Н. Ельцина),
e-mail: medisonw@gmail.com

Механизм влияния термоэлектрического тока на стойкость инструмента при резании титановых сплавов

Исследуются причины повышения стойкости режущего инструмента при его электроизоляции. Получены данные по химическому составу стружки, силе резания и усадке стружки при точении. Дано объяснение эффекту повышения стойкости инструмента.

Ключевые слова: инструмент, стойкость, электроизоляция, диффузия, сила резания, стружка, усадка, пластическая деформация.

The reasons of increase in life of a cutting tool at its electrical insulation are investigated. The data on chemical composition of chip, cutting force and chip shrink at turning is obtained. The explanation to the effect of tool life increase is given.

Keywords: tool, durability, electrical insulation, diffusion, cutting force, chip, shrink, plastic deformation.

Известно, что электроизоляцией режущего инструмента от массы станка можно повысить его стойкость [1, 2] в $1,15 \div 3,08$ раз [3, 4]. Однако механизм этого эффекта остается темой для дискуссий.

Существует распространенное мнение, что снижение изнашивания инструмента при обработке титановых сплавов при электроизоляции связано с уменьшением взаимного переноса компонентов инструментального и обрабатываемого материалов [1].

В лаборатории аналитических испытаний ОАО "Корпорации ВСМПО—АВИСМА" атомно-эмиссионным способом исследован химический состав стружки с целью определения включений атомов химических элементов, входящих в состав режущего инструмента и атмосферных газов.

Анализ полученных результатов (табл. 1) показал, что электроизоляция практически не влияет на диффузию атомов инструментального материала в стружку, некоторое снижение содержания ванадия в стружке находится в пределах погрешности прибора. Это указывает на то, что гипотеза электродиффузионного изнашивания в данных условиях или несправедлива, или требует доработки и экспериментальной проверки.

Проведены исследования влияния электрической изоляции на силу резания и усадку стружки при точении титановых сплавов разных марок, состав и свойства которых приведены в табл. 2. Использовали проходной отогнутый сборный резец

РТТNR $25 \times 25 \times 150$, оснащенный твердосплавной (сплав 1105) пластиной TNMG220408-SF фирмы Sandvik.

Для измерения силы резания использовали экспериментальную установку (рис. 1), которая состоит из обрезанной державки резца с отверстием, прикрепленной с помощью болтового соединения со струбиной к балочному датчику силы SBA (ООО "Токвес", Россия), зажатому в резцедержателе станка подобно обычной державке резца. Датчик, реагируя на упругие деформации, подает сигнал ЭДС в аналоговый усилитель и далее на плату сбора данных NI USB 6210 (США), которая выполняет функции АЦП и передает оцифрованный сигнал на персональный компьютер.

Сбор экспериментальных данных осуществляли в программе LabVIEW 2010 с дополнением NI-DAQmx.

Так как поступающий сигнал имеет значительные шумы, для выделения сигнала использовали низкочастотный фильтр Чебышева. Частота дискретизации сигнала во всех измерениях принята равной 1 кГц, соответственно полоса пропускания фильтра Чебышева — от 25 до 400 Гц.

Полученные значения ЭДС датчика пересчитывали в единицу силы F резания по формуле

$$F = 100g(\epsilon_{\text{изм}} - \epsilon_0), \quad (1)$$

Таблица 1

Химический состав стружки сплава BT1-0 при сверлении инструментом из стали P6M5 при электроизоляции и без нее, мас. %

Электроизоляция	Химический элемент						
	Fe	C	Cr	V	W	N	O
Нет	0,028	0,007	0,013	0,0042	0,001	0,001	0,156
Есть	0,028	0,007	0,013	0,0040	0,001	0,001	0,168

Таблица 2

Обрабатываемые материалы

Сплав	Средний химический состав (мас. %)	σ_b , МПа	KCU, кДж/м ²
BT1-0	Технический титан	345	500
OT4	Ti; Al (3,5); Mn (1,5)	685	500
BT6	Ti; Al (5); V (4)	885	400
VST5553	Ti; Al (5); Mo (5); V (5); Cr (3)	1190	300

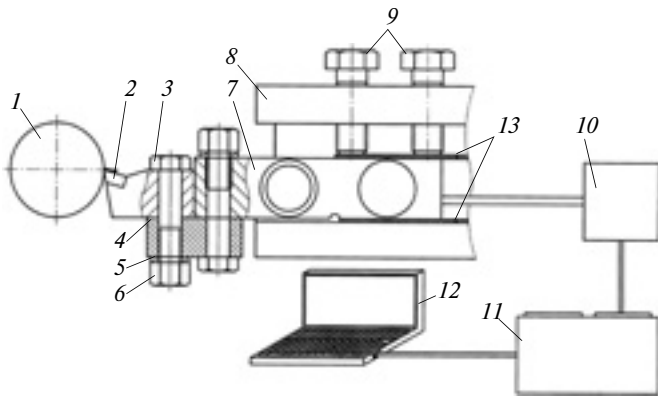


Рис. 1. Схема установки для измерения силы резания:

1 — обрабатываемая деталь; 2 — резец; 3 — болт М12; 4 — струбцина; 5 — шайба; 6 — гайка М12; 7 — балочный тензодатчик SBA; 8 — резцедержатель; 9 — винты резцедержателя; 10 — усилитель сигнала датчика; 11 — плата сбора данных NI USB 6210; 12 — персональный компьютер; 13 — изолирующие прокладки

где g — ускорение свободного падения, m/c^2 ; $\varepsilon_{изм}$ — ЭДС датчика при резании, В; ε_0 — ЭДС датчика в спокойном состоянии (в нулевой точке), В.

Пример полученного результата измерения ЭДС датчиком приведен на рис. 2.

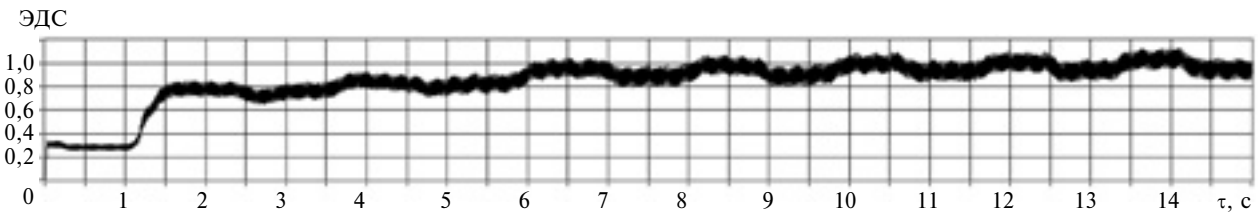


Рис. 2. Изменение амплитуды ЭДС в текущем времени τ при точении изолированным резцом заготовки из сплава ОТ4 ($n = 250 \text{ мин}^{-1}$, $S = 0,67 \text{ мм/об}$; $t = 1 \text{ мм}$)

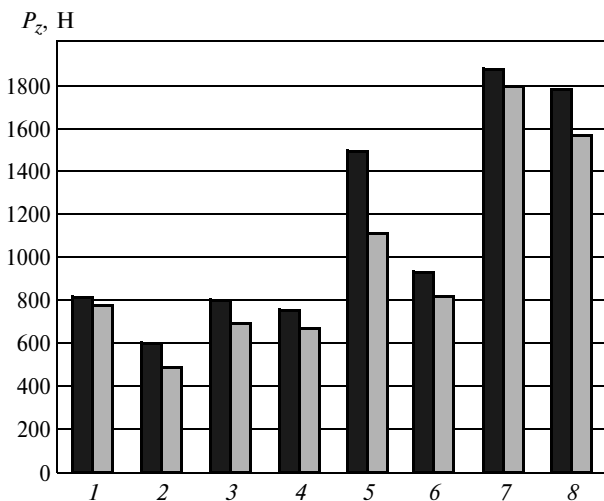


Рис. 3. Диаграммы силы P_z резания при электроизоляции (■) и без нее (■):

1 — ВТ1-0, $n = 31,5 \text{ мин}^{-1}$; 2 — ВТ1-0, $n = 250 \text{ мин}^{-1}$; 3 — ОТ4, $n = 31,5 \text{ мин}^{-1}$; 4 — ОТ4, $n = 250 \text{ мин}^{-1}$; 5 — ВТ6, $n = 31,5 \text{ мин}^{-1}$; 6 — ВТ6, $n = 250 \text{ мин}^{-1}$; 7 — VST5553, $n = 31,5 \text{ мин}^{-1}$; 8 — VST5553, $n = 250 \text{ мин}^{-1}$

Измеряли усадку стружки при точении титановых сплавов ВТ1-0; ОТ4; ВТ6 и VST5553. Эксперименты выполняли при точении в обычных условиях [5] и при электрической изоляции резца, которую осуществляли способом, описанным в работе [6]. Использовали две подкладки (верхнюю и нижнюю) из титанового сплава ОТ4, которые подвергали термическому оксидированию в печи при температуре $800 \text{ }^\circ\text{C}$ в течение 5 ч. Для исключения изменения углов резца, толщина нижней подкладки равнялась толщине стандартных стальных подкладок для установки резца по высоте.

Результаты экспериментального определения силы резания при точении с подачей $S = 0,67 \text{ мм/об}$ при глубине резания $t = 1 \text{ мм}$ приведены на рис. 3, а усадки стружки — на рис. 4.

Установлено, что сила резания уменьшается с ростом скорости резания и при использовании электроизоляции резца, т. е. в зоне резания уменьшаются напряжения. Уменьшение силы резания при электроизоляции резца при точении углеродистой стали подтверждают результаты работы [7].

Уменьшение усадки стружки свидетельствует о снижении пластичности обрабатываемого мате-

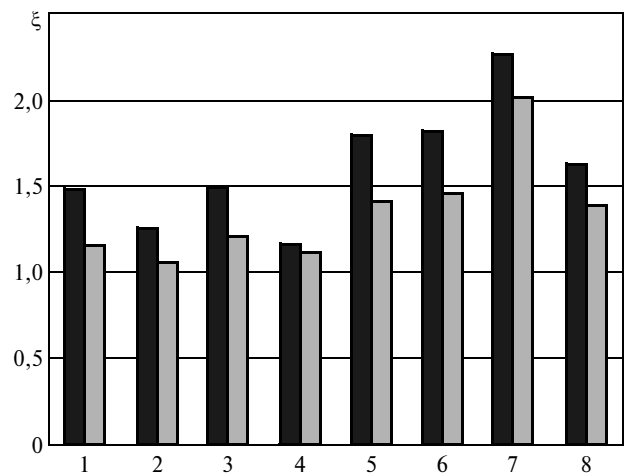


Рис. 4. Диаграммы усадки ξ стружки при электроизоляции резца (■) и без нее (■):

1 — ВТ1-0, $n = 31,5 \text{ мин}^{-1}$; 2 — ВТ1-0, $n = 250 \text{ мин}^{-1}$; 3 — ОТ4, $n = 31,5 \text{ мин}^{-1}$; 4 — ОТ4, $n = 250 \text{ мин}^{-1}$; 5 — ВТ6, $n = 31,5 \text{ мин}^{-1}$; 6 — ВТ6, $n = 250 \text{ мин}^{-1}$; 7 — VST5553, $n = 31,5 \text{ мин}^{-1}$; 8 — VST5553, $n = 250 \text{ мин}^{-1}$

риала при электроизоляции реза. Таким образом, электроизоляция способствует снижению затрат энергии на пластическую деформацию металла при резании. Известно, что в структуре затрат энергии на удаление металла в виде стружки работа, затрачиваемая на пластическую деформацию срезаемого слоя, составляет до 70 %, а работа, затрачиваемая на образование новых поверхностей, не превышает 10÷15 %. Следовательно, работа на пластическую деформацию срезаемого слоя по сути оказывается энергетическими потерями [8]. Эту работу вычисляем по формуле

$$A_u = \frac{K(1,15 \ln \xi)^{n+1}}{n+1}, \quad (2)$$

где A_u — работа, затрачиваемая на пластическую деформацию; K — напряжение в металле при 1 % относительной деформации; n — коэффициент упрочнения, определяющий наклон зависимости $\sigma = f(\varepsilon)$ в логарифмических координатах; ξ — усадка стружки.

Показатели K и n (табл. 3) определяем из диаграмм растяжения сплавов ВТ1-0; ОТ4; ВТ6 и VST5553 (рис. 5).

Таблица 3

Исходные данные для расчета энергии пластической деформации

Сплав	Напряжение в металле при $K = 1$ %, МПа	Коэффициент упрочнения n
ВТ1-0	140	0,3924
ОТ4	200	0,4903
ВТ6	305	0,1010
VST5553	700	0,1435

Таблица 4

Энергия, затрачиваемая на пластическую деформацию срезаемого слоя при $S = 0,67$ мм/об и $t = 1$ мм для разных обрабатываемых материалов и различной частоте вращения с электроизоляцией реза и без нее

Материал	n , мин ⁻¹	Изоляция	A_u , МДж
ВТ1-0	31,5	—	33,3845
		+	8,1132
	250,0	—	15,9790
		+	2,1505
ОТ4	31,5	—	42,9314
		+	14,3767
	250,0	—	10,3666
		+	6,0277
ВТ6	31,5	—	180,2348
		+	102,3698
	250,0	—	185,8860
		+	111,1749
VST5553	31,5	—	565,7540
		+	474,5184
	250,0	—	322,2641
		+	204,4883

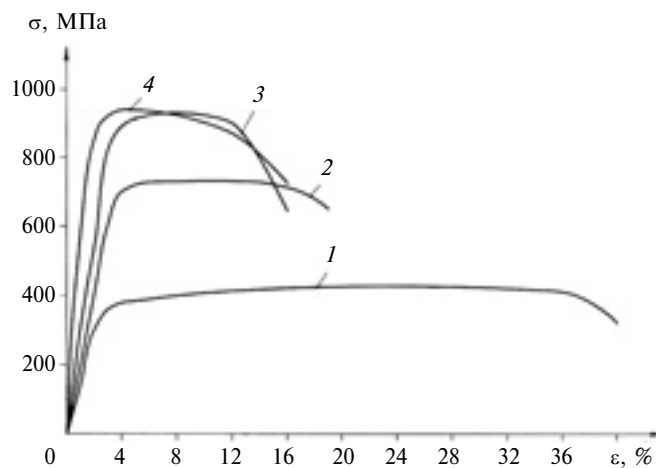


Рис. 5. Зависимости изменения напряжений σ в материале от пластической деформации для сплавов ВТ1-0 (1); ОТ4 (2); ВТ6 (3) и VST5553 (4)

Результаты расчета энергии, затрачиваемой на пластическую деформацию срезаемого слоя приведены в табл. 4, анализ которых показал, что энергетические затраты на пластическую деформацию срезаемого слоя при электроизоляции режущего инструмента существенно ниже. Поэтому необходимо обратить внимание на электропластический эффект, возникающий в срезаемом слое при прохождении тока по цепи "станок—инструмент—изделие—станок" (СИИС).

При резании срезаемый слой испытывает значительную пластическую деформацию, в основе которой лежат движения дислокаций и вакансий. Однако последнее становится значимым лишь при очень высоких температурах (70 % от температуры плавления металла), что недостижимо при резании.

Дислокация при движении должна преодолевать различные препятствия со стороны решетки (барьер Пайерлса), а также других дислокаций, примесных атомов, границ зерен и т. д. Для движения дислокации необходимо достижение некоторого критического напряжения на границе между дислокацией и удерживающим ее барьером.

В работах [9, 10] И. Л. Батаронов доказал, что пропускание электрического тока через образец во время его пластического деформирования приводит к повышению пластичности металла образца, что обусловлено наличием джоулевой теплоты, а также действием силы электронного увлечения, пропорциональной дрейфовой скорости электронов в проводнике.

В результате повышения пластичности металла под действием электрического тока при резании повышается усадка стружки, а следовательно, и энергия, затрачиваемая на пластическую деформацию срезаемого слоя. В итоге это приводит к повышению энергетических затрат на стружкообразование.

УДК 621.983; 539.974

В. Н. ЧУДИН, д-р техн. наук (МГУ путей сообщения — МИИТ),
тел.: 8-499-901-51-44

Соединение элементов корпусных конструкций давлением

Предложена расчетная модель соединения элементов конструкций давлением в условиях кратковременной ползучести. Расчеты выполнены методом разрывных полей скоростей перемещений.

Ключевые слова: кратковременная ползучесть, релаксация, напряжение, давление, поле скоростей.

The calculation model of joint of structural elements by pressure under short time creep conditions is suggested. The calculations are performed by the displacement velocity field discontinuity method.

Keywords: short time creep, relaxation, stress, pressure, velocity field.

Корпусные узлы ракетно-космических аппаратов, в том числе топливные емкости, крылья, люки, приборные панели и др., изготавливают с внутренними ребрами вафельного или стрингерного типов (рис. 1). Их собирают из титановых и высокопрочных алюминиевых панелей, которые соединяют аргонодуговой сваркой.

Эффективная технология изготовления панелей — соединение ребер с основным полотном давлением (сварка в твердой фазе) вместо традиционного механического и электрохимического фрезерования. В зависимости от материала заготовки сварку проводят с нагревом в вакууме или в среде нейтрального газа [1, 2].

Соединение давлением включает этапы: "мгновенную" пластическую деформацию; выдержку под давлением (ползучесть); выдержку при конечной деформации (релаксацию). Механическое состояние материала определяется уравнением кратковременной ползучести [3]

$$\xi_{\dot{\epsilon}} = \xi_{\dot{\epsilon}, \text{пл}} + \xi_{\dot{\epsilon}, \text{пол}},$$

где $\xi_{\dot{\epsilon}}$, $\xi_{\dot{\epsilon}, \text{пл}}$ и $\xi_{\dot{\epsilon}, \text{пол}}$ — соответственно эквивалентные скорости суммарной деформации и деформации пластичности и ползучести.

Если пластичность и ползучесть выразить соответственно уравнениями:

$$\sigma_{\dot{\epsilon}} = A \epsilon_{\dot{\epsilon}}^m; \quad (1)$$

$$\xi_{\text{пол}} = B \sigma_{\dot{\epsilon}}^n, \quad (2)$$



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 75)

Кроме того, электрический ток вызывает, во-первых, поверхностные касательные напряжения, действующие на границы дислокации, во-вторых, пинч-эффект, проявляющийся в виде механических напряжений в металле от кулоновской силы, вызываемой полем Холла.

Дополнительные механические напряжения в срезаемом слое приводят к увеличению силы резания и, следовательно, интенсивности изнашивания режущего инструмента.

Таким образом, электрический ток, во-первых, повышает энергетические затраты на стружкообразование в результате повышения пластичности обрабатываемого материала, во-вторых, увеличивает силу резания, что обуславливает снижение стойкости режущего инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Солоненко В. Г. Электроизоляция как метод повышения работоспособности режущих инструментов // Технология металлов. 2009. № 2. С. 18—25.
2. Солоненко В. Г. Электроизоляция как метод повышения работоспособности режущих инструментов // Технология металлов. 2009. № 3. С. 9—15.

3. Медисон В. В., Пегашкин В. Ф., Голубев В. И. Применение электроизоляции для повышения стойкости режущего инструмента // Научно-технический вестник Поволжья. № 4. 2011. С. 121—124.

4. **Повышение** стойкости режущего инструмента методом электроизоляции / В. В. Медисон, В. Ф. Пегашкин, В. И. Голубев и др. // Технология машиностроения. № 10. 2012. С. 13—16.

5. **Резание** материалов / Е. Н. Трембач, Г. А. Мелетьев, А. Г. Схиртладзе и др. Старый Оскол: ТНТ, 2012. 512 с.

6. **Пат. 2456125 Рос. Федерации:** Способ обработки резанием токопроводящим режущим инструментом изделий из металлов и токопроводящих материалов.

7. **Influence** of Additional Electrical Current on Machinability of BN Free-Machining Steel in Turning / R. Tanaka, Y. Lin, A. Hosokawa and oth. // Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing. 2009. V. 3. Is. 2. P. 171—178.

8. **Astakhov V.** Tribology of metal cutting. London: Elsevier Science, 2007. 392 p.

9. **Батаронов И. Л.** Механизмы электропластичности // Соросовский образовательный журнал. 1999. № 10. С. 93—99.

10. **Батаронов И. Л.** Механизмы влияния электрического поля и электрического тока на пластическую деформацию металлов // Дис. ... д-ра физ.-мат. наук. Воронеж: Воронежский ГТУ, 2000. 280 с.

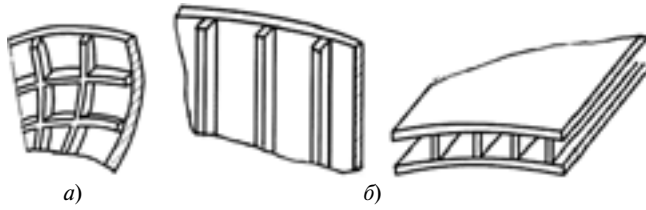


Рис. 1. Вафельная (а) и стрингерные (б) корпусные конструкции

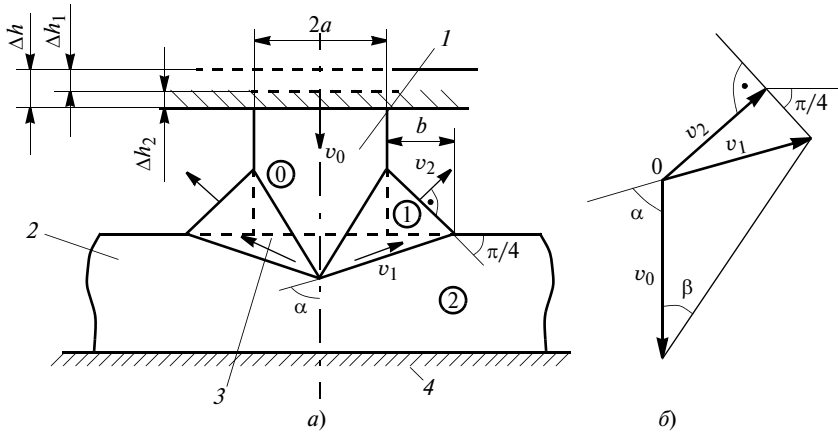


Рис. 2. Схема поля скоростей (а) и годограф "мгновенной" деформации при Δh (б): 1 — ребро; 2 — полотно; 3 — поверхность соединения; 4 — оснастка

то исходное уравнение получим в виде:

$$\xi_{\varepsilon_3} = \frac{d\varepsilon_3}{dt} = \frac{1}{m} \left(\frac{1}{A}\right)^m \sigma_{\varepsilon_3}^{m-1} \frac{d\sigma_{\varepsilon_3}}{dt} + B\sigma_{\varepsilon_3}^n. \quad (3)$$

Здесь σ_{ε_3} — эквивалентное напряжение; ε_3 — конечная эквивалентная деформация; t — время (продолжительность) процесса; A, B, m, n — константы материала.

Уравнение (3) при $n = 0$ соответствует жестко-пластическому состоянию с упрочнением, при $m = 0$ — нелинейной ползучести.

Рассмотрим расчет соединения ребер с полотном давлением. На первом этапе осуществляется "мгновенная" пластическая деформация, ползучесть при этом отсутствует. Этому состоянию соответствует уравнение (1). Для расчета используем метод разрыва поля скоростей перемещений в условиях плоской деформации [1]. Жестко-блочное поле скоростей перемещений и его годограф

приведены на рис. 2. Все блоки поля жесткие. Блок 0 перемещается со скоростью v_0 , блок 1 — со скоростью v_1 , блок 2 — неподвижен. Деформации имеют место только на линиях разрыва скоростей.

Эквивалентные деформации на линиях разрыва выражаются соотношениями:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\varepsilon_3 01} &= \frac{2v_{01}\tau t}{\sqrt{3}l_{01}} = \\ &= \frac{2\Delta h_1 \sin\alpha \sin\beta}{a\sqrt{3} \sin(\alpha - \beta)}; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\varepsilon_3 12} &= \frac{v_{12}\tau t}{\sqrt{3}l_{12}} = \\ &= \frac{\Delta h_1 \sin\alpha \sin\beta}{(a+b)\sqrt{3} \sin(\alpha - \beta)}. \end{aligned} \quad (5)$$

Здесь v_{01}, v_{12} и l_{01}, l_{12} — соответственно касательные скорости на линиях разрыва и длины этих линий; Δh_1 — рабочий ход, соответствующий стадии пластической деформации.

Эквивалентные напряжения на линиях разрыва получим в соответствии с уравнением (1) в виде

$$\sigma_{\varepsilon_3, p} = A\varepsilon_{\varepsilon_3, p}^m, \quad (6)$$

где $\varepsilon_{\varepsilon_3, p}$ — эквивалентные деформации, определяемые уравнениями (4) и (5), на первой стадии пластической деформации.

Давлению для данного поля скоростей соответствует уравнение [1]:

$$\begin{aligned} q \leq & A \left(\frac{2\Delta h_1}{a\sqrt{3}}\right)^m \times \\ & \times \left(\frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha - \beta)}\right)^{1+m} \left(\frac{1}{\sin\beta}\right)^{1-m} \times \\ & \times \left[1 + \left(\frac{1}{2}\right)^m \left(\frac{a+b}{a}\right)^{1-m} \left(\frac{\sin\beta}{\sin\alpha}\right)^2\right]. \end{aligned} \quad (7)$$

Уравнение (7) определяет давление "мгновенной" пластической деформации на этапе сжатия жестко-пластически упрочняющегося материала.

На следующем этапе заготовку определенное время выдерживают при постоянном давлении пресса. На всех линиях разрыва поля скоростей достигнутые напряжения остаются постоянными:

$$\sigma_{\varepsilon_3} = \text{const}; \quad d\sigma_{\varepsilon_3}/dt = 0, \quad (8)$$

где $\sigma_{\varepsilon_3} = \sigma_{\varepsilon_3, p}$ — эквивалентные напряжения (6) на соответствующих линиях разрыва.

Материал приобретает свойство ползучести, которое определяется уравнением (2). При этом конечной (накопленной) эквивалентной деформации соответствует уравнение

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\varepsilon_3} &= \varepsilon_{\varepsilon_3, \text{пл}} + \varepsilon_{\varepsilon_3, \text{пол}} = \\ &= \varepsilon_{\varepsilon_3, \text{пл}} + B\sigma_{\varepsilon_3}^n t, \end{aligned} \quad (9)$$

где $\varepsilon_{\varepsilon_3, \text{пл}}$ — эквивалентная "мгновенная" пластическая деформация, определяемая уравнениями (4) и (5), на рассматриваемых линиях разрыва при ходе Δh_1 ; $\varepsilon_{\varepsilon_3, \text{пол}}$ — деформация ползучести при ходе Δh_2 .

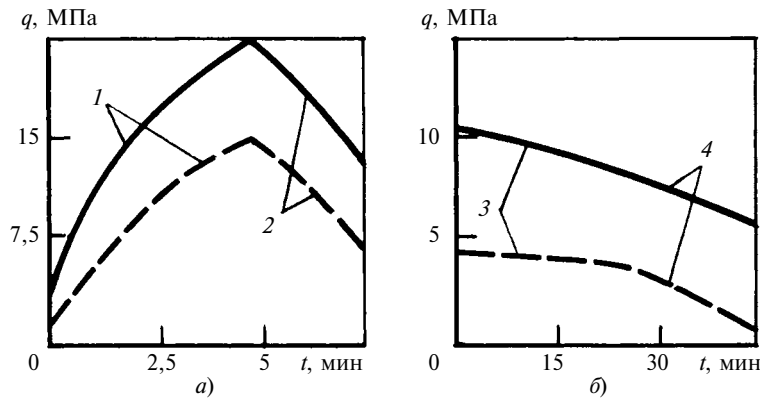


Рис. 3. Зависимости изменения давления q от времени t при осадке (а) и сварке (б) сплавов АМгб (штриховые линии) и ВТ14 (сплошные линии): 1— осадка; 2— сброс давления; 3— выдержка; 4— релаксация

Если состояние свариваемости заготовок оценить как

$$\psi = \sigma_{\text{э}} \varepsilon_{\text{э}} / A_{\text{пр}},$$

где $0 \leq \psi \leq 1$; $0 \leq t \leq t_{\text{к}}$,

то полная свариваемость будет достигнута при конечном ходе Δh . При этом $\psi = 1$ и, следовательно,

$$\psi_{\text{к}} = \frac{\sigma_{\text{э}}}{A_{\text{пр}}} (\varepsilon_{\text{э,пл}} + B \sigma_{\text{э}}^n t) = 1. \text{ Здесь}$$

$\psi_{\text{к}}$, $t_{\text{к}}$ — конечные величины, соответствующие $\Delta h = \Delta h_1 + \Delta h_2$.

Отсюда следует, что минимальное конечное время выдержки должно составлять

$$t_{\text{к min}} = \frac{A_{\text{пр}} - A \varepsilon_{\text{пл}}^{1+m}}{A^{1+n} B \varepsilon_{\text{пл}}^{(1+n)m}}.$$

Для другой группы материалов время достижения полной свариваемости определим исходя из условия $\psi_{\text{к}} = \varepsilon_{\text{э}} / \varepsilon_{\text{пр}} = 1$. Получим:

$$t_{\text{к min}} = \frac{\varepsilon_{\text{э,пр}} - \varepsilon_{\text{пл}}}{B \sigma_{\text{э}}^n}.$$

Далее рассмотрим выдержку заготовок в течение определенного времени при постоянной деформации:

$$\varepsilon_{\text{э}} = \text{const}, \quad \dot{\varepsilon}_{\text{э}} = d\varepsilon_{\text{э}}/dt = 0,$$

где $\varepsilon_{\text{э}} = \varepsilon_{\text{э,пл}} + \varepsilon_{\text{э,пол}}$, т. е. в соответствии с уравнением (9) происходит релаксация напряжений

при постоянных деформациях, и уравнение (3) принимает вид:

$$\frac{1}{m} \left(\frac{1}{A} \right)^m \frac{1}{B} \int_{\sigma_{\text{э,рел}}}^{\sigma_{\text{э}}} \sigma_{\text{э}}^{m-n-1} d\sigma = t. \quad (10)$$

Здесь $\sigma_{\text{э}}$ — эквивалентное напряжение, определяемое уравнением (8) в соответствии с уравнением (6); $\sigma_{\text{э,рел}}$ — текущее эквивалентное напряжение при релаксации.

Из уравнения (10) определим текущее напряжение на линиях разрыва:

$$\sigma_{\text{э,рел}} = A^{\frac{1}{m}} \times \left[\frac{1}{A^n} \varepsilon_{\text{э,р}}^{1-mn} - (1-mn) B t \right]^{\frac{m}{1-mn}}, \quad (11)$$

где $\varepsilon_{\text{э,р}}$ — определяется выражениями (4) и (5).

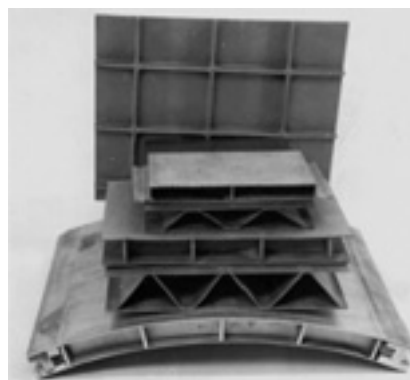


Рис. 4. Образцы корпусных конструкций

Время полной релаксации находим из уравнения (11) при $\sigma_{\text{э,рел}} = 0$:

$$t_{\text{рел}} = \frac{1}{(1-mn) A^n B} \varepsilon_{\text{э,р}}^{1-mn}.$$

На рис. 3 приведены типовые зависимости изменения давления операции от времени (продолжительности) на этапах осадки и сварки заготовок.

По экспериментальным данным соединение алюминиевых сплавов осуществляется при температуре $500 \div 530 \text{ }^\circ\text{C}$, давлении до 15 МПа, деформации до 0,3 при выдержке $20 \div 30$ мин в вакууме. Титановые сплавы соединяют при температуре $900 \div 950 \text{ }^\circ\text{C}$, давлении до 5 МПа, деформации $0,65 \div 1,0$ при выдержке $45 \div 60$ мин в вакууме или в среде нейтрального газа. Образцы корпусных конструкций представлены на рис. 4.

Таким образом, показано, что соединение элементов конструкций при вязкопластическом деформировании взамен сварки плавлением эффективно для изделий из высокопрочных материалов. Режимы и качество соединения элементов определяются деформацией и длительностью этапов осадки, выдержки под нагрузкой и релаксации напряжений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Изотермическое формоизменение анизотропных материалов жестким инструментом в режиме кратковременной ползучести / Яковлев С. С. и др. М.: Машиностроение, 2009. 412 с.
2. Чудин В. Н. Формообразование корпусных оболочек вафельного типа // Вестник машиностроения. 2001. № 7. С. 63–66.
3. Работнов Ю. Н., Милейко С. Т. Кратковременная ползучесть. М.: Наука, 1970. 224 с.

УДК 628.349.001.573

М. Г. АХМАДИЕВ, канд. физ.-мат. наук, Ф. Ф. ШАКИРОВ, канд. техн. наук, И. Г. ШАЙХИЕВ, д-р техн. наук, Л. М. НАЗИПОВА (Казанский национальный исследовательский технологический университет), e-mail: f.schakiroff@yandex.ru

Математическое моделирование процесса обезвреживания сточных вод гальванического производства

Предложено для нейтрализации подкисленных хромсодержащих гальванических сточных вод использовать отработавший щелочной раствор. Рассмотрена возможность применения отработавшего раствора серной кислоты вместо концентрированной и доочистка нейтрализованной сточной воды от ионов тяжелых металлов с помощью обратноосмотической мембранной обработки.

Ключевые слова: гальваническое производство, сточные воды, нейтрализация, обратноосмотическая мембрана, интерполяционный полином.

It is suggested to use spent alkaline solution for reactant treatment of acid galvanic waste waters. The opportunity of application of spent sulphuric acid solution instead of the concentrate and advanced treatment of neutralized waste waters from ions of heavy metals with the help of reverse-osmosis membrane treatment is considered.

Keywords: electroplating industry, waste waters, neutralization, reverse-osmosis membrane, interpolation polynomial.

Гальваническое производство связано с образованием ионов тяжелых металлов (ИТМ), с большими объемами сточных вод (СВ) и образованием в результате их реагентного обезвреживания гальваншламов, поэтому значительно загрязняет окружающую среду.

Наиболее распространенный способ обезвреживания гальванических стоков — реагентный, в частности осаждение металлов гидроксидом кальция в очистных сооружениях. Однако данный способ не обеспечивает допустимого содержания ИТМ в очищенных стоках. Кроме того, в СВ гальванопроизводства содержится большое количество сульфатов, образующихся в результате обработки металлических деталей растворами серной кислоты. Основным недостатком реагентного способа — большое количество шламов, содержащих токсичные соединения тяжелых металлов. Утилизация и переработка образующихся шламов — сложное и дорогостоящее производство. Кроме того, в некоторых случаях шламы не поддаются переработке. Основной способ обезвреживания данных отходов — захоронение их на специальных площадках. Часть галь-

ванических шламов используют в производстве строительных материалов.

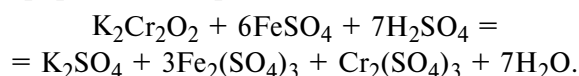
Для обеспечения экологической безопасности целесообразно создание замкнутых систем водооборота [1, 2]. С этой целью проводили исследования по обезвреживанию гальванических стоков на ОАО "КАПО им. С. П. Горбунова", которое выпускает самолеты.

На очистные сооружения данного предприятия поступают три вида стоков: щелочные, кислотные и хромсодержащие. Для очистки данных стоков предприятия предлагается смешать кислотные и хромсодержащие стоки. Для нейтрализации полученной смеси предлагается использовать щелочные отработавшие растворы, в результате исключается необходимость в приобретении известкового молока, что значительно снижает затраты на очистные работы. Осадок, который образуется в результате реагентной обработки после отстаивания можно утилизировать или применять в других производствах, например для производства цемента [3].

На действующем производстве очистка хромсодержащего гальванического стока выполняется в два этапа: предварительное восстановление шестивалентного хрома концентрированной серной кислотой и нейтрализация известковым молоком.

Была исследована возможность предварительного восстановления шестивалентного хрома концентрированной и отработавшей серной кислотой с дальнейшей нейтрализацией отработавшим щелочным раствором.

Первый этап — восстановление, перевод шестивалентного хрома в трехвалентный с помощью концентрированной серной кислоты:

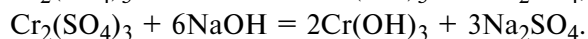
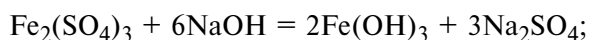


В данном случае используется концентрированная серная кислота.

Показатели воды, полученные в результате данной реакции, приведены в табл. 1.

Второй этап — нейтрализация подкисленных хромсодержащих стоков отработавшими щелочными растворами, т. е. перевод сульфатов железа и

хрома в соответствующие малорастворимые гидроксиды металлов:



С увеличением объема щелочного раствора (рис. 1) водородный показатель pH исследуемой среды повышался, достигая значения 8,07 при максимальном объеме щелочного раствора 0,8 дм³.

Ионы Cr³⁺ и Fe³⁺ образуют гидроксиды соответствующих металлов и переходят в осадок. При добавлении щелочного раствора в количестве 0,5; 0,7 и 0,8 дм³ ионов железа Fe³⁺ остается мало. Это указывает на то, что реакция нейтрализации осуществляется полностью. Катионы алюминия, которые содержатся в щелочном растворе в виде солей, при повышении водородного показателя pH до нейтральной среды выпадают в осадок.

С увеличением объема нейтрализующего раствора (с 0,2 до 0,5 дм³) количество осадка увеличивается (рис. 2). Оптимальный объем отработавшего

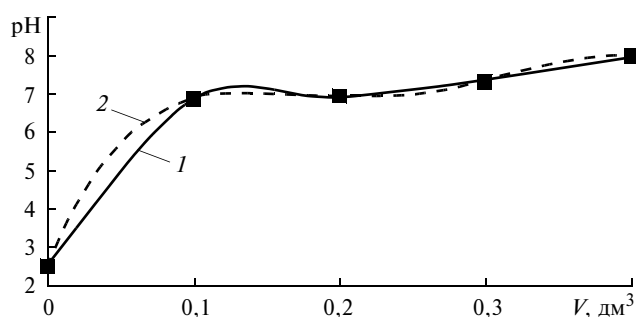


Рис. 1. Зависимости водородного показателя pH сточных вод от объема отработавшего щелочного раствора:

1 — эксперимент; 2 — полиномиальная аппроксимация

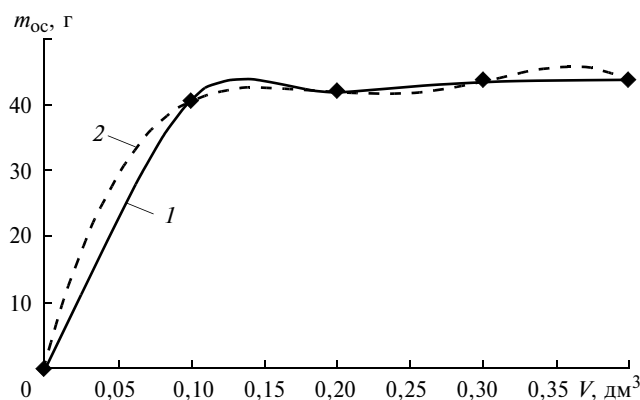


Рис. 2. Зависимости массы осадка от объема отработавшего щелочного раствора:

1 — эксперимент; 2 — полиномиальная аппроксимация

Таблица 1
Количество ионов в 1 дм³ сточной воды до очистки и после восстановления концентрированной серной кислотой (96 %), мг/дм³

Анализируемый поллютант (ионы)	До очистки	После восстановления
Cr ⁶⁺	600	—
Cr ³⁺	—	600
Fe ³⁺	477,6	477,6
SO ₄ ²⁻	1773,8	1773,8

Таблица 2
Количество ионов Cr³⁺ и Fe³⁺ в 1 дм³ сточной воды до и после нейтрализации в зависимости от объема щелочного раствора, мг/дм³

Объем отработавшего щелочного раствора, дм ³	Cr ³⁺		Fe ³⁺	
	До очистки	После нейтрализации	До очистки	После нейтрализации
0,2				1,21
0,3				0,70
0,5	600	0	477,6	0,02
0,7				0
0,8				0

Таблица 3
Количество ионов в 1 дм³ сточной воды до и после первого этапа восстановления отработавшим раствором серной кислоты, мг/дм³

Анализируемый поллютант (ионы)	До восстановления	После восстановления
Cr ⁶⁺	600,00	—
Cr ³⁺	—	600,00
Fe ³⁺	504,63	504,63
—SO ₄ ²⁻	1835,80	1835,80

щелочного раствора для нейтрализации 1 дм³ исследуемого подкисленного хромсодержащего стока составляет 0,5 дм³ (табл. 2). Дальнейшее увеличение нейтрализующего раствора количество осадка практически не изменяет. Таким образом, для полной нейтрализации 1 дм³ кислого гальванического стока достаточно 0,1 дм³ щелочного раствора.

Также было предложено использовать вместо концентрированной серной кислоты отработавший раствор. Результаты восстановления гальванического стока представлены в табл. 3.

Далее исследовалась нейтрализация щелочным раствором хромсодержащего стока, подкисленного отработавшим раствором серной кислоты, при котором ионы Cr³⁺ и Fe³⁺ переходят в осадок; содержание сульфат-ионов остается неизменным, так как происходит реакция обмена.

При использовании концентрированной серной кислоты и отработавшего раствора серной кислоты результаты примерно одинаковы. Однако применение отработавшего раствора снижает затраты на нейтрализацию и решает задачу утилизации растворов серной кислоты, получаемых на других производствах.

Для повышения эффективности очистки сточных вод гальванического производства предлагается использовать обратноосмотическую мембран-

ную очистку [4]. Очищенная вода, проходя через мембрану из полиамида под давлением 4,7 атм., собирается в приемной емкости, а концентрат возвращается обратно в исходную емкость [5]. Таким образом, кроме очищенной воды получаем концентрат с повышенным содержанием (5710,5 мг/дм³) сульфатов. На рис. 3 представлена зависимость изменения расхода фильтрата через обратноосмотическую мембрану в текущем времени.

В пропущенном через обратноосмотическую мембрану стоке определяли содержание сульфат-ионов (табл. 4). Результаты показали, что полученную воду можно использовать в технологическом процессе.

Сегодня для анализа технологических процессов активно используют методы математического моделирования. Полученные экспериментальные результаты обрабатывали методом интерполирования, используя интерполяционные многочлены Лагранжа [6] (см. рис. 1—3, штриховые линии).

Интерполирование функций является важнейшим аппаратом численного анализа, на основе которого строится большинство методов решения различных прикладных задач, что позволяет вместо многократного непосредственного проведения экспериментальных измерений получить результаты измерений из аналитических выражений и формул. Для анализа процесса обезвреживания сточных вод гальванического производства использовали интерполяционный многочлен Лагранжа [6]

$$L_n(x) = \sum_{i=1}^n f(x_i) \Phi_i(x).$$

Здесь $\Phi_i(x) = \prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \frac{x-x_j}{x_i-x_j}$, где $\Phi_i(x_j) = 0$ при $j \neq i$,

$\Phi_i(x_i) = 1$.

Получены следующие аналитические выражения (где x — объем щелочного раствора), аппроксимирующие результаты экспериментов (достоверность аппроксимации 0,99):

Таблица 4

Содержание сульфат-ионов в 1 дм³ сточных вод до очистки и после восстановления с помощью обратноосмотической мембраны в зависимости от объема щелочного раствора, мг/дм³

Объем щелочного раствора, дм ³	До очистки	После восстановления	Эффективность очистки, %
С предварительным подкислением концентрированной серной кислотой			
0,2	1773,0	12,87	99,18
0,3		13,72	99,13
0,5		14,31	99,18
0,7		14,87	98,09
0,8		14,85	99,16
С предварительным подкислением отработавшей серной кислотой			
0,5	1835,8	15,64	99,15

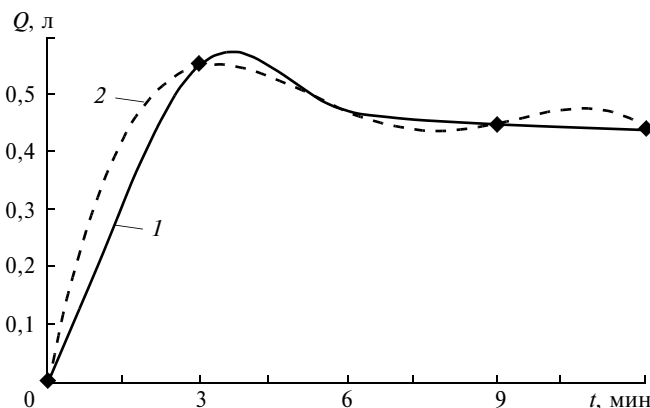


Рис. 3. Зависимости расхода фильтрата через обратноосмотическую мембрану в текущем времени:

1 — эксперимент; 2 — полиномиальная аппроксимация

для водородного показателя рН сточной воды:

$$L(x) = -2016,7x^4 + 1986,7x^3 - 669,83x^2 + 92,833x + 2,5;$$

для массы осадка:

$$L(x) = -17\,433x^4 + 17\,097x^3 - 5876,7x^2 + 840,23x;$$

для расхода фильтрата:

$$L(x) = -0,0004x^4 + 0,0111x^3 - 0,111x^2 + 0,4267x;$$

для содержания сульфат-ионов:

$$L(x) = -10\,511x^5 + 26\,270x^4 - 24\,893x^3 + 11\,075x^2 - 22\,927x + 1773.$$

Таким образом, при использовании предложенного способа нейтрализации сточных вод гальванического производства на выходе получают 95 % воды, соответствующей требованиям норм ПДС и ГОСТ 9.314—90, т. е. воду категории II, которую можно применять в технологическом процессе, что существенно снижает водопотребление и затраты на водоотведение. При этом обеспечивается стабильное качество очищенной воды.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Алферова А. А., Нечаев А. П. Замкнутые системы водного хозяйства промышленных предприятий, комплексов и районов. М.: Стройиздат, 2007. 356 с.
2. Жуков А. И., Монгайт И. Л., Родзиллер И. Д. Методы очистки производственных сточных вод. М.: Стройиздат, 2007. 214 с.
3. Очистка гальванических сточных вод // 5-я сессия Междунар. школы повышения квалификации в НИФХИ. М. 1999. С. 34—37.
4. Ахмадиев М. Г., Шакиров Ф. Ф., Шайхиев И. Г. Математическое моделирование процессов мембранной очистки сточных вод // Вестник КТУ. 2011. № 10. С. 217—222.
5. Сомин В. А., Кондратьев Е. В., Комарова Л. Ф. Очистка хромсодержащих сточных вод с помощью ионообменных и мембранных методов // Сб. докл. 12-й Межд. НПК "Природные и интеллектуальные ресурсы Сибири". Томск, 2006. С. 101—104.
6. Бахвалов Н. С., Жидков Н. П., Кобельков Г. М. Численные методы. М.: Наука, 1987. 356 с.

УДК 621.91

Б. А. ЛОПАТИН, д-р техн. наук, Т. Р. ХАЗИЕВ
(Южно-Уральский ГУ — филиал, г. Златоуст), e-mail: lopatinba@rambler.ru

Машина для безогневой резки труб большого диаметра

Представлена новая конструкция машины для безогневой резки труб высокой надежности и безопасности при ремонте нефтепроводов, которая обеспечивает резку трубы за один проход.

Ключевые слова: нефтегазопровод, резка, труба, подача, стойкость инструмента.

The new structure of the machine for cold cutting of tubes with high reliability and safety at oil pipeline repairs, which provides one-pass pipe cutting, is presented.

Keywords: oil and gas pipeline, cutting, pipe, feed, tool durability.

При ремонте магистральных нефтегазопроводов применяются специальные машины резки труб (МРТ), оснащенные дисковой фрезой. К данным машинам предъявляются следующие требования: высокая надежность; небольшие массогабаритные параметры; возможность эксплуатации в сложных климатических условиях, в том числе во влажной и сильно загрязненной среде; оснащение взрывобезопасным приводом; обеспечение резки труб в широком диапазоне диаметров; высокая точность реза; возможность резки трубы за один проход.

От надежности и качества МРТ во многом зависит время ремонта, а следовательно, и стоимость ремонтных работ.

В России широкое применение получила МРТ Волжанка-3М, выпускаемая ЗАО "ТОМЗЭЛ" (г. Томск) и ЦБПО ОАО "Приволжскнефтепровод" (г. Новокуйбышевск). Данная машина разработана на кафедре Технической механики филиала ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ" (НИУ) [1, 2] по заказу ОАО "Приволжскнефтепровод",

машину проектировали с учетом возможности ее использования для резки труб диаметром до 1420 мм с увеличенной толщиной стенки (до 30 мм) и повышенным пределом прочности ($\sigma_B \geq 650$ МПа).

Эксплуатация данной машины выявила ряд недостатков.

Во-первых, реализованные скорость резания и подача инструмента, регламентированные отраслевыми нормативами [3], не всегда обеспечивают резку труб за один проход из-за недостаточной стойкости режущего инструмента (фрезы). Кроме того, отсутствие информации о критическом износе фрезы может привести к увеличению силы резания, что является причиной внезапных поломок инструмента, возникновения ударных нагрузок, в результате которых разрушаются элементы машины.

Во-вторых, ручное врезание данной машиной — небезопасно, особенно при первом врезании инструмента, так как в трубопроводе могут оставаться горючие нефтепродукты.

Поэтому было принято решение разработать машину новой конструкции, устранив перечисленные выше недостатки.

Эффективность использования металлорежущего оборудования зависит от рациональности процесса резания. Это достигается следующим: оптимизацией геометрических параметров режущей части инструмента и качественной заточкой лезвий оптимизацией режима резания — обоснованная подача S и скорость v резания, которые должны обеспечиваться кинематическими и динамическими характеристиками механизмов [4].

Производительность фрезерования определяется объемом снятого металла:

$$Q = BtS_zzn,$$

где B и t — ширина и глубина фрезерования; S_z — подача на зуб; z и n — число зубьев и частота вращения фрезы.

При резке труб ширина B фрезерования определяется геометрическими параметрами инструмента, обусловленными, как правило, его прочностью; глубина t фрезерования зависит от толщины стенки трубы. Если резка осуществляется за один проход, то глубина фрезерования равна толщине стенки трубы. По отраслевым нормативам частота вращения режущего инструмента не должна превышать 60 мин^{-1} при резке труб фрезами диаметром $130 \div 150$ мм [3], т. е. параметры B , t и n постоянны на протяжении всего процесса резания трубы, следовательно, повысить производительность МРТ можно оптимизацией значений подачи S_z .

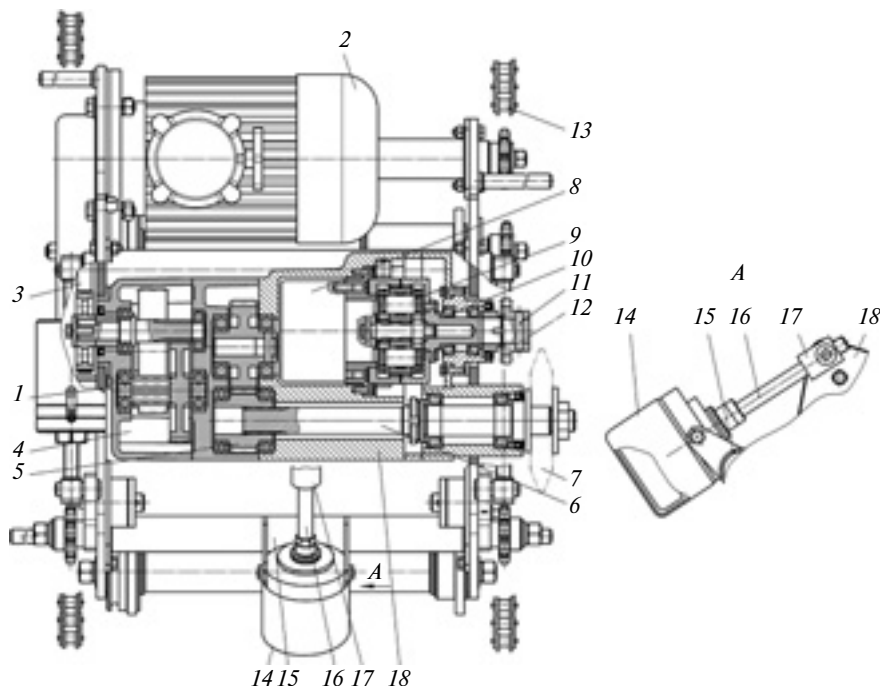


Рис. 4. Схема МРТ новой конструкции

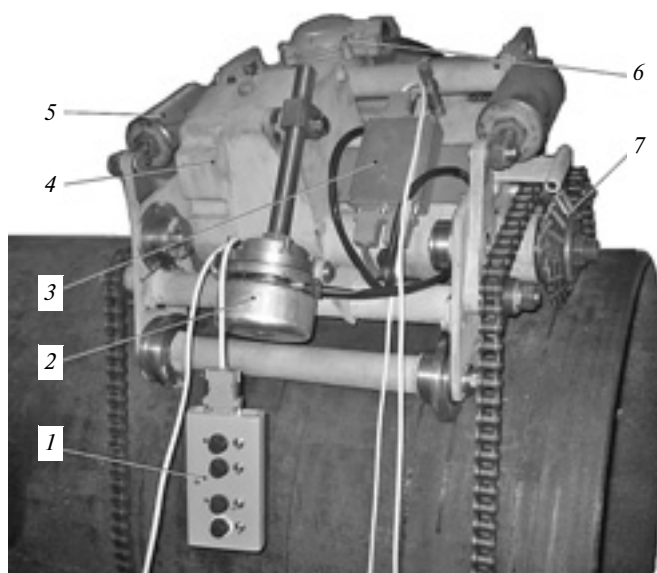


Рис. 5. Опытный образец МРТ:

1 — пульт управления; 2 — мотор-редуктор привода врезания инструмента; 3 — блок управления электродвигателями; 4 — редуктор; 5 — натяжители-амортизаторы; 6 — асинхронный электродвигатель привода вращения фрезы; 7 — фреза

ны, снижение временных и материальных затрат при ремонте трубопроводов.

Независимый привод врезания инструмента и система регулирования вращающего момента обеспечивают оптимизацию режимов резания, а также исключают

необходимость присутствия оператора вблизи зоны резания, что повышает его безопасность при работе.

Конструкция машины (рис. 4) включает в себя: тележку 1; привод режущего инструмента, состоящий из электродвигателя 2,

ременной передачи 3, цилиндрического редуктора 4, цилиндрической зубчатой передачи 5, шпинделя 6 с установленным на нем режущим инструментом 7. Привод подачи содержит мотор-редуктор 8, планетарный редуктор 9, на выходном валу 10 которого установлена с помощью штифта 11 приводная звездочка 12, находящаяся в зацеплении с неподвижной цепью 13. Привод врезания инструмента содержит мотор-редуктор 14, опирающийся на поперечину 15 тележки, винт врезания и гайку, шарнирно соединенную с корпусом 18 привода, который установлен в тележке 1 на втулках 16 и 17 с возможностью поворота.

Машина для резки труб работает следующим образом. Вращение от вала электродвигателя 2 через ременную передачу 3 передается на ведущий вал редуктора 4, от ведомого вала редуктора через цилиндрическую зубчатую передачу 5 на шпиндель 6 и установленный на нем режущий инструмент (фрезу) 7. Врезание режущего инструмента осуществляется с помощью привода врезания. Вращение от мотор-редуктора 14 передается на винт врезания, который вызывает перемещение гайки и поворот корпуса на втулках 16 и 17 корпуса 18 тележки 1.

Подача инструмента (перемещение тележки 1 по трубе) осуществляется приводом подачи, который приводится в движение мотор-редуктором 8. Вращение от выходного вала мотор-редуктора через планетарную передачу 9 передается ведомому валу 1 и установленной на нем звездочке 12, которая находится в зацеплении с неподвижной цепью 13, охватывающей разрезаемую трубу, приводит в движение тележку 1 и вместе с ней режущий инструмент 7. Включение и отключение механизма подачи осуществляется оператором дистанционно с пульта управления.

Гибридный привод

Предложен гибридный привод для транспортного средства с автоматическим изменением передаточного отношения и крутящего момента с помощью двух планетарных передач с постоянным зацеплением зубчатых колес.

Ключевые слова: гибридный привод, планетарный дифференциал, электрическая машина двойного действия, электроиндукционная связь, крутящий момент.

The hybrid drive for transport vehicle with automatic change in gear ratio and torque moment with the help of two planetary gears with permanent mesh of gear wheels is suggested.

Keywords: hybrid drive, planetary differential, double acting electrical machine, electric induction connection, torque moment.

Автоматическую трансмиссию для транспортного средства (ТС) можно создать из двух последовательно включенных дифференциальных механизмов. Задача трансмиссии — при оптимальных режимах работы двигателя на всех этапах движения ТС в зависимости от необходимого передаваемого крутящего момента автоматически согласовывать передаточное отношение со скоростью движения. При разгоне легкового автомобиля, когда сцепление проскальзывает, передаточное отношение должно изменяться в 250 раз. Это можно обеспечить, если передаточное отношение каждого из двух дифференциальных механизмов будет изме-

няться в 16 раз. Схема гибридного привода приведена на рис. 1.

На ведущем валу 1 двигателя ТС установлен ротор 2 генератора и центральное колесо 4 первого планетарного дифференциала. Статор 3 генератора образует с ротором электрическую машину с двумя степенями свободы. Статор генератора соединен с водилом 5 дифференциала, а также с управляемой муфтой 8, которая при необходимости соединяет водило 5 и статор 3 генератора с корпусом. На водиле установлены свободно вращающиеся соединенные между собой сателлиты 6. Таким образом, вращение от двигателя передается через зубчатые колеса 4, 6 и 7 при вращении всего дифферен-

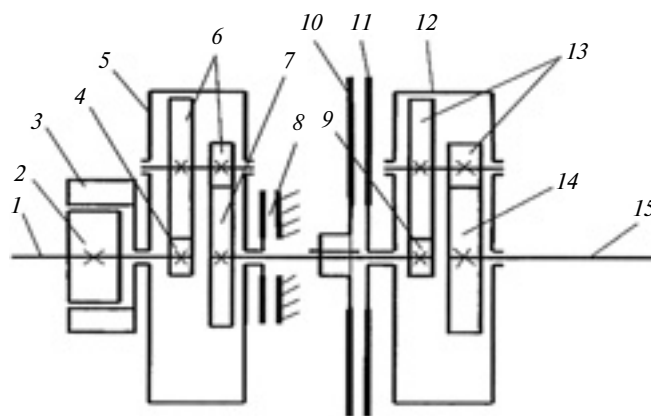


Рис. 1. Кинематическая схема гибридного привода



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 84)

При перегрузках в приводах подачи или врезания инструмента увеличивается потребление тока вентиляемыми двигателями мотор-редукторов и автоматически уменьшается подача инструмента, что снижает нагрузку на инструмент, предотвращая его поломку. Одновременно на пульте оператора загорается индикация, сигнализирующая об изменении режима резания. При значительном износе инструмента сраба-

тывает токоограничитель двигателя, подача прекращается, оператор получает сигнал о смене инструмента.

По разработанной схеме был изготовлен опытный образец МРТ (рис. 5) для резки труб диаметром 315÷1440 мм с толщиной стенок до 30 мм, испытания которого показали работоспособность данной конструкции и целесообразность применения для серийного производства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Пат. 94497 Рос. Федерации: МПК В 23 В21/06. Устройство для резки труб.
2. Пат. 130245 Рос. Федерации: МПК В 23 D21/10. Устройство для резки труб.
3. РД 153-39.4-130—2002. Регламент по вырезке и врезке катушек соединительных деталей, заглушек, запорной и регулирующей арматуры и подключению участков магистральных нефтепроводов. М.: Нефть и газ, 2002. 286 с.
4. Грановский Г. И., Грановский В. Г. Резание металлов. М.: Высшая школа, 1985. 304 с.

циального механизма вокруг оси. С ведомого вала первого дифференциала вращение передается на центральное зубчатое колесо 9 второго планетарного дифференциала и через сателлиты 13 на центральное зубчатое колесо 14, которое соединено с ведомым валом 15 трансмиссии. Водило 12 соединено с диском 11 силовой муфты скольжения. Ответный диск 10 муфты соединен с входом второго дифференциала и при проскальзывании частично блокирует его. На водиле 12 установлены свободно вращающиеся соединенные между собой сателлиты 13. Каждый из сателлитов обкатывается по своему центральному зубчатому колесу. Вращение с первого дифференциала через центральное зубчатое колесо 9 второго дифференциала, сателлиты 13 и центральное зубчатое колесо 14 при вращении всего дифференциального механизма передается на ведомый вал 15.

При вращении вала 1 вращаются центральное зубчатое колесо 4 и ротор 2 генератора. При наличии нагрузки на ведомом валу водило 5, соединенное со статором 3, стремится вращаться в обратном направлении, но так как ротор и статор связаны электроиндукционной силой, то в зависимости от нагрузки на генератор изменяется вращение статора, блокируя в той или иной степени дифференциал и увеличивая частоту вращения ведомого вала. Статор и ротор составляют электромагнитную муфту, а скольжение между ними зависит от величины электрической нагрузки на генератор, что позволяет управлять передаточным отношением механизма. При этом пропорционально изменяется и крутящий момент. При блокировке статора муфтой 8 он соединяется с корпусом, и трансмиссия работает с максимальным передаточным отношением, т. е. крутящий момент на ведомом валу будет максимальным.

При вынужденной остановке с работающим двигателем вся энергия, вырабатываемая генератором, идет на зарядку аккумуляторов. Для пуска двигателя можно использовать генератор, так как он является обратимой электрической машиной. При этом муфта 8 также должна блокировать статор. Второй дифференциальный механизм блокирует силовая муфта скольжения, которая работает как сцепление. Но она не соединяет ведущий и ведомый валы, а только блокирует дифференциал, создавая условия для преобразования передаточного отношения, которое состоит из передаточного отношения зубчатых колес и вращения дифференциала вокруг своей оси в целом. Вращение с ведущего вала 1 передается через зубчатые колеса 9, 13 и 14 на ведомый вал 15, а через муфту скольжения — диффе-

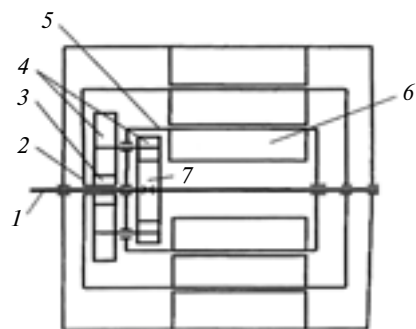


Рис. 2. Кинематическая схема электродвигателя с дифференциальным согласующим устройством

ренциальному механизму. При разгоне, когда силовая муфта скольжения блокирует дифференциал, передаточное отношение, следовательно, и крутящий момент на ведомом валу изменяется от максимального, обусловленного элементами дифференциальной передачи, до единицы, когда муфта полностью блокирует дифференциал и он вращается вокруг оси как одно целое.

Ток, вырабатываемый генератором, подается потребителям, в том числе и колесным электродвигателям, не подключенным к трансмиссии. Их конструкция также включает дифференциальный механизм, согласующий частоту вращения ротора электродвигателя и его крутящий момент с частотой вращения зубчатых колес. Схема электродвигателя с дифференциальным согласующим устройством приведена на рис. 2.

Ротор 2 электродвигателя соединен с входом дифференциала и центральным зубчатым колесом 3, находящемся в зацеплении с одним из сателлитов 4. Второй сателлит находится в зацеплении с центральным зубчатым колесом 7, установленным на валу 1 электродвигателя. Водило 5 планетарного дифференциала, на котором свободно вращаются сателлиты, соединено со вторым ротором 6, расположенным внутри ротора 2 электродвигателя соосно с ним и связанным электроиндукционной силой так, что оба ротора образуют электромагнитную муфту. При вращении ротора 2 ротор 6 под действием электроиндукционной силы начинает вращаться, частично блокируя дифференциал, передаточное отношение которого уменьшается. При увеличении нагрузки на ведомом валу проскальзывание роторов увеличивается, ротор 6 затормаживается дифференциалом и его передаточное отношение увеличивается. Большая часть вращающего момента передается через зубчатые колеса, частота вращения уменьшается, а крутящий момент увеличивается.