



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

12
2011

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
"Аллerton Пресс" (США)*



ООО «Издательство Машиностроение»
107076, Москва, Стромынский 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 организаций и экономики производства), Пименов А.Ф., 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,
Стромынский 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 "Подольская Периодика",
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Афонин С. М. — Механические и регулировочные характеристики простых и многослойных пьезодвигателейnano- и микропреремещений	3
Мосолов С. В., Бирюков В. И. — Гидродинамические способы обеспечения устойчивости рабочего процесса в камерах сгорания жидкостных ракетных двигателей	12
Медведев Ю. А., Морозов В. В., Кузнецов В. П. — Анализ результатов исследования динамических свойств многодвигательных электрогидравлических приводов	18
Сергиев А. П., Ачкасов В. А., Долгих А. С., Еськов А. И. — Основы расчета и проектирования упругих элементов виброустановок	26
Демидов В. В. — Профилирование червячно-модульных фрез для корригируемых косозубых долблеков типа Феллоу	29
Манахов П. В., Федосеев О. Б. — Расчет пластических течений при различных температурно-скоростных условиях деформации методом конечных элементов	34
Сафонов А. И. — О развитии тормозных систем троллейбусов	37
Становской В. В., Казакевич С. М., Ремнева Т. А., Кузнецов В. М., Бубенчиков А. М., Щербаков Н. Р., Шмидт Й. — Двухступенчатый редуктор на основе эксцентриково-циклоидального зацепления (зацепление ExCyGear)	41
Санаев Н. К., Тынянский В. П., Алиев С. А. — Новая конструкция всасывающего клапана газораспределительного механизма судового малоразмерного дизеля	44
Терещук В. С. — Газогенератор водорода на metallized топливе	46
Гроховский Д. В., Сенчурин Л. П. — О торцевом коэффициенте перекрытия в зубчатых цилиндрических передачах	52

Цикл статей «Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки»

Зюзин А. А., Казьмин Б. Н., Юрлов М. Д. — Влияние гармонических составляющих отклонений форм поверхности трения на инверсию контакта в подшипниках скольжения	54
---	----

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кошин А. А., Чаплыгин Б. А., Исаков Д. В. — Гипотеза адекватности условий работы абразивных зерен и ее теоретическое обоснование	59
Декер И. — Рациональный раскрой промышленных материалов и современные технологии	65
Хорев А. И. — Фундаментальные и прикладные работы по термической и термомеханической обработке титановых сплавов	66

Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»

Вайнер Л. Г. — Определение параметров технологического пространства при двусторонней торцевлифовой обработке	72
--	----

Обработка материала без снятия стружки

Кутанов С. В. — Экспериментальное определение деформаций и механических свойств деталей, получаемых методами пластического формоизменения	78
---	----

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Петрушин С. И., Губайдуллина Р. Х. — Оптимизация перехода на производство новой продукции в машиностроении	80
--	----

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Халилов А. М., Гасанов В. И. — Структурный и кинематический анализ и синтез рычажного механизма	84
Жуков В. А. — Комплексный критерий совершенства систем жидкостного охлаждения энергетических установок и технологического оборудования	86
90 лет со дня рождения Александра Леоновича Кемурджиана	90

Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2011 г.	91
--	----

Художественный редактор Т. Н. Галицына

Технический редактор Т. А. Шацкая

Корректор Е. В. Комиссарова

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Afonin S. M. — Mechanical and regulating characteristics of simple and multi-layer piezoengines of nano- and micro-transfers	3
Mosolov S. V., Biryukov V. I. — Hydrodynamic methods to ensure the working process stability in combustion chambers of liquid-propellant engines	12

Medvedev Yu. A., Morozov V. V., Kuznetsov V. P. — Analysis of the study results of dynamic properties of multi-motor electro-hydraulic drives	18
---	----

Sergiev A. P., Achkasov V. A., Dolgikh A. S., Es'kov A. I. — Basics of calculation and design of the elastic elements of vibro-installations	26
--	----

Demidov V. V. — Profiling the worm-modular milling cutters for corrected screw shaping cutters of Fellow type	29
---	----

Manakhov P. V., Fedoseev O. B. — Calculation of the plastic flows at different temperature-rate conditions of deformation using the finite element method	34
---	----

Safonov A. I. — On the development of the trolleybus brake systems	37
--	----

Stanovskoy V. V., Kazakayavichus S. M., Remneva T. A., Kuznetsov V. M., Bubenchikov A. M., Shcherbakov N. R., Schmidt Y. — A double-reduction gear on the basis of eccentric-cycloid gearing (ExCyGear)	41
---	----

Sanaev N. K., Tyanyański V. P., Aliinov S. A. — A new design of the primary valve of gas-distributing mechanism of the ship small-size diesel	44
---	----

Tereshchuk V. S. — Hydrogen gas generator on the metallized fuel	46
--	----

Grokhovsky D. V., Serichurin L. P. — On the end engagement factor in the cylindrical gearings	52
---	----

A series of articles «Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication»

Zyuzin A. A., Kaz'min B. N., Yurov M. D. — The influence of harmonic components of deviations of the friction surfaces form on the contact inversion in the friction bearings	54
---	----

MANUFACTURING ENGINEERING

Koshin A. A., Chaplygin B. A., Isakov D. V. — The hypothesis on the adequacy of the operating conditions of abrasive grains and its theoretical justification	59
---	----

Decker I. — A rational cutout of industrial materials and modern technologies	65
---	----

Khorev A. I. — Fundamental and application-specific works on thermal and thermo-mechanical processing of titanium alloys	66
--	----

A series of articles «Problems of theory and practice of materials cutting»

Werner L. G. — Definition of parameters of the technological space at two-way face-grinding	72
---	----

Working of the materials without chipping

Kutanov S. V. — Experimental determination of deformations and mechanical properties of the details, obtained by the plastic forming methods	78
--	----

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Petrushin S. I., Gubaidulina R. Kh. — Optimization of transition on the fabrication of new products in the engineering	80
--	----

TECHNICAL INFORMATION

Khalilov A. M., Gasanov V. I. — Structural and kinematic analysis and synthesis of the lever motion	84
---	----

Zhukov V. A. — A complex perfection criterion of liquid cooling systems of the power plants and the process equipment	86
---	----

90 90th anniversary of Alexander Leonovich Kemurdzhian's birth	90
--	----

Index of papers having been published in the "Vestnik mashinostroeniya" journal for 2011	91
--	----

Сдано в набор 03.10.2011. Подписано в печать 17.11.2011.

Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 13,36. Заказ 818.

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 537.226.86.001.24

С. М. АФОНИН, канд. техн. наук [МГИЭТ (ТУ)], тел.: (499) 710-66-74

Механические и регулировочные характеристики простых и многослойных пьезодвигателей нано- и микроперемещений

Определены статистические и динамические характеристики простых и многослойных пьезодвигателей нано- и микроперемещений при продольном и попечечном пьезоэфектах. Получены механические и регулировочные характеристики многослойного пьезодвигателя нано- и микроперемещений при параллельном и кодовом управлении.

Ключевые слова: пьезодвигатель, нано- и микроперемещения, деформация, механические и регулировочные характеристики, параллельное и кодовое управление.

In the paper the static and dynamic characteristics of simple and multilayer piezoengines of nano- and micro-transfers at longitudinal and transverse piezoelectric effects have been determined. The mechanical and regulating characteristics of the multilayer piezoengine of nano- and micro-transfers at parallel and encoded control have been obtained.

Keywords: pieoenginel, nano- and micro-transfers, deformation, mechanical and regulating characteristics, parallel and encoded control.

Использование пьезодвигателей (пьезоактуаторов) для нано- и микроперемещений перспективно в нанотехнологии, нанобиологии, микроэлектронике и астрономии для прецизионного совмещения, компенсации температурных и гравитационных деформаций. Увеличение диапазона перемещений до десятков микрометров достигается использованием многослойного (составного, пакетного, блочного) пьезодвигателя (ПД), являющегося одним из наиболее перспективных электромагнитоупругих двигателей нано- и микроперемещений, который обеспечивает нанометрическую точность в диапазоне десятков микрометров и полосу пропускания порядка 100 Гц [1–6].

В системе управления нано- и микрометрической деформацией многослойного ПД предъявляются жесткие требования к диапазону перемещений, жесткости и точности ПД нано- и микроперемещений. Актуальным в настоящее время является обеспечение точности систем управления дефор-

мацией многослойного ПД нано- и микроперемещений при параллельном и кодовом управлении, которое требует определения соответствующих механических характеристик ПД. Применение многослойного пьезодвигателя с кодовым управлением позволяет эффективно использовать электромеханическое цифроаналоговое преобразование для нано- и микроперемещений, пропорциональных управляющему коду.

Пьезодвигатели нано- и микроперемещений обеспечивают пространственное прецизионное позиционирование объектов в нанотехнологическом оборудовании и микроэлектронике. ПД для приводов нано- и микроперемещений имеют: диапазон перемещения — от нескольких нанометров до десятков микрометров; чувствительность — менее 1 нм/В; нагружочную способность — до 1000 Н; мощность на выходном валу — до 100 Вт; полосу пропускания — порядка нескольких десятков герц. Применение простых и многослойных ПД для нано- и микроманипуляторов с пьезоприводами решает задачи точного совмещения в микроэлектронике, нанотехнологии, астрономии и аддитивной оптике [1–6]. В отличие от простого многослойный пьезодвигатель имеет в статике без нагрузки увеличенный в n раз диапазон перемещения, что соответствует числу n пьезослоев ПД. Конструктивно многослойный ПД в зависимости от технологии изготовления может быть выполнен в виде: составного пьезопреобразователя из отдельных упруго поджатых пьезопластин; пакетного или блочного пьезопреобразователя из пьезопластин, спеченных с применением серебряной пасты; составного пьезопреобразователя из пьезопакетов с упругим армированием; склеенного многослойного пьезопреобразователя из пьезопластин; многослойного пьезопреобразователя со слоями, нанесенными по толстопленочной или тонкопленочной технологиям.

Так как предельные разрушающие механические напряжения сжатия в пьезокерамике промышленных марок ЦТС или PZT в среднем в 10 раз

превышают предельные разрушающие напряжения растяжения, то для повышения прочности целесообразно осуществлять предварительное поджатие многослойного ПД с помощью пружины или мембранны. Усилие предварительного поджатия должно превышать максимальную растягивающую нагрузку, что обеспечивает гарантированное рабочее сжатие многослойного ПД [4, 5]. Многослойный ПД нано- и микроперемещений собирается следующим образом: предварительно сжатый для выбора зазоров между пьезопластинами многослойный пьезопреобразователь стягивается предварительно деформированным упругим элементом (шпилька, пружина или мембрана). Удельное усилие сжатия составляет порядка 5 МПа. При этом усилии выбираются зазоры и зависимость деформации от внешнего усилия принимает линейный характер.

Основным параметром внешней нагрузки ПД является ее жесткость, т. е. отношение силы упругой реакции нагрузки к ее деформации. В зависимости от жесткости нагрузки выбирают конструктивные параметры простого ПД при продольном и поперечном пьезоэффектах (рис. 1, а, 2, а). Для практического использования многослойных ПД необходимо знание их основных характеристик: пьезомодулей, упругих податливостей, пределов временного сопротивления на сжатие. Статические характеристики ПД определяются с учетом уравнения обратного пьезоэффекта и механической нагрузки [4–6]. ПД нано- и микроперемещений работает на основе обратного пьезоэффекта: перемещение достигается в результате деформации ПД приложении внешнего электрического напряжения.

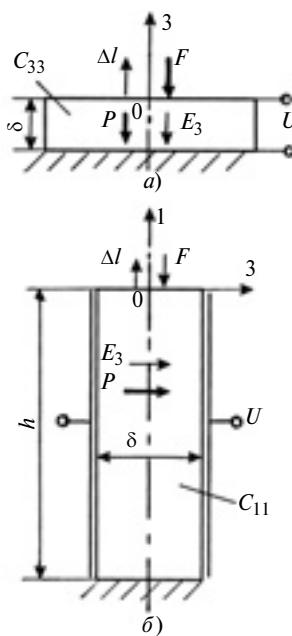


Рис. 1. Кинематические схемы простого пьезодвигателя нано- и микроперемещений при продольном (а) и поперечном (б) пьезоэффектах

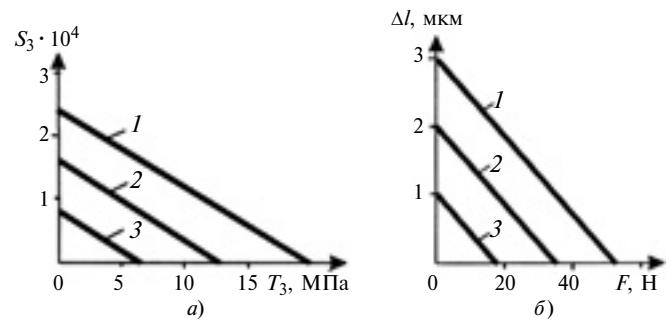


Рис. 2. Механические характеристики простого пьезодвигателя при продольном (а) и поперечном (б) пьезоэффектах

Рассмотрим механические и регулировочные характеристики простых и многослойных ПД. В классическом электроприводе статические характеристики электродвигателя в установившихся режимах работы делятся на механические $\omega(M)$ и регулировочные $\omega(U)$, где ω — угловая скорость вала, M — момент нагрузки, U — управляющее напряжение. Аналогично для ПД нано- и микроперемещений статические характеристики вида $S(T)$ или $\Delta l(F)$ будем называть механическими характеристиками, где S — относительная деформация, T — механическое напряжение, Δl — относительное перемещение, F — внешняя сила, а характеристики вида $S(E)$ или $\Delta l(U)$ — регулировочными характеристиками, где E — напряженность электрического поля.

Механические и регулировочные характеристики измеряли на прессе УММ-5 в диапазоне рабочих нагрузок при механических напряжениях в ПД до 50 МПа.

Статическая механическая характеристика ПД — уравнение обратного пьезоэффекта [3–6] при продольном пьезоэффекте и управлении по напряжению имеет вид:

$$S_3 = d_{33}E_3 + s_{33}^E T_3. \quad (1)$$

Здесь $S_3 = \xi/l$ — относительная деформация пьезодвигателя по оси 3 (см. рис. 1, а), где ξ — перемещение, $l = n\delta$ — длина многослойного ПД, n — число пьезопластин; d_{33} — пьезомодуль; $E_3 = U/\delta$ — напряженность электрического поля по оси 3 (U — напряжение на электродах ПД); $s_{33}^E = 1/E_{33u}$ — упругая податливость по оси 3 при $E = \text{const}$ и управлении от источника напряжения (E_{33u} — модуль Юнга пьезоэлектрической керамики при $E = \text{const}$); $T_3 = -F/S_0$ — механическое напряжение в ПД по оси 3 (F — внешняя сила, S_0 — площадь сечения ПД).

В статике максимальное перемещение $\Delta l_{3\max}$ по оси 3 простого ПД при $F = 0$ описывается зависимостью

$$\Delta l_{3\max} = d_{33}U.$$

Соответственно максимальное рабочее усилие $F_{3\max}$ по оси 3 простого ПД при $\Delta l = 0$ определяется выражением

$$F_{3\max} = \Delta l_{3\max} S_0 / (s_{33}^E \delta) = d_{33} U S_0 / (s_{33}^E \delta).$$

Рассмотрим простой ПД (пьезопластины) при продольном пьезоэффекте (см. рис. 1, а) с пьезомодулем $d_{33} = 4 \cdot 10^{-10}$ м/В, напряжением питания $U = 300$ В, толщиной пьезопластины $\delta = 0,6 \cdot 10^{-3}$ м, упругой податливостью $s_{33}^E = 1,25 \cdot 10^{-11}$ м²/Н, радиусом $R_p = 7,5 \cdot 10^{-3}$ м, площадью сечения $S_0 = 1,77 \cdot 10^{-4}$ м². При таких данных имеем: $\Delta l_{3\max} = 120$ нм, $F_{3\max} = 2,83$ кН и статические механические характеристики вида $S_3(T_3)$, приведенные на рис. 2, а при $E_3 = 600$ (1), 400 (2), 200 кВ/м (3).

Из равенства (1) получаем уравнение статической механической характеристики простого ПД при продольном пьезоэффекте с управлением по напряжению в виде:

$$\Delta l = d_{33} U - s_{33}^E F \delta / S_0 = d_{33} U - F / C_{33}$$

или

$$\Delta l = \Delta l_{3\max} (1 - F / F_{3\max}),$$

где δ — толщина ПД; $C_{33} = S_0 / (s_{33}^E \delta)$ — его жесткость. Соответственно при $U = \text{const}$ получим уравнение $\Delta l(F)$ механической характеристики, а при $F = \text{const}$ — уравнение $\Delta l(U)$ регулировочной характеристики ПД.

Статическая механическая характеристика ПД — уравнение обратного пьезоэффекта [3—6], при поперечном пьезоэффекте с управлением по напряжению имеет вид:

$$S_1 = d_{31} E_3 + s_{11}^E T_1. \quad (2)$$

Для нахождения в статике максимального перемещения $\Delta l_{1\max}$ по оси 1 (см. рис. 1, б) простого ПД при $F = 0$ воспользуемся зависимостью

$$\Delta l_{1\max} = d_{31} U h / \delta.$$

Максимальное рабочее усилие по оси 1 простого ПД при $\Delta l = 0$ найдем из выражения

$$F_{1\max} = d_{31} U S_0 / (s_{11}^E \delta).$$

Рассмотрим простой ПД при поперечном пьезоэффекте (см. рис. 1, б), когда напряженность электрического поля направлена по оси 3, а деформация — по оси 1, с пьезомодулем $d_{31} = 2 \cdot 10^{-10}$ м, напряжением питания $U = 300$ В, толщиной пьезопластины $\delta = 0,6 \cdot 10^{-3}$ м, упругой податливостью $s_{11}^E = 1,15 \cdot 10^{-11}$ м²/Н, высотой $h = 3 \cdot 10^{-2}$ м, шириной $b = 1 \cdot 10^{-2}$ м; площадью сечения $S_0 =$

$= 6 \cdot 10^{-6}$ м. При таких данных имеем (см. рис. 2, б): $\Delta l_{1\max} = 3$ мкм; $F_{1\max} = 52$ Н и механические характеристики вида $\Delta l(F)$, приведенные на рис. 2, б при $U = 300$ (1), 200 (2), 100 В (3). Отклонение расчетных значений от экспериментальных не превышает 5 %.

Из равенства (2) получаем уравнение статической механической характеристики простого ПД при поперечном пьезоэффекте с управлением по напряжению в виде

$$\Delta l = d_{31} U h / \delta - s_{11}^E F h / S_0 = d_{31} U h / \delta - F / C_{11}$$

или

$$\Delta l = \Delta l_{1\max} (1 - F / F_{1\max}),$$

где h — длина простого ПД (пьезопластины); $C_{11} = S_0 / (s_{11}^E h)$ — его жесткость.

Рассмотрим механические и регулировочные характеристики многослойных ПД с параллельным управлением по напряжению при продольном и поперечном пьезоэффектах.

Из диаграмм сжатия в области рабочих усилий для ПД разных конструктивных исполнений следует, что независимо от конструкции и вида управления составного ПД для увеличения его жесткости необходимо предварительное поджатие с удельным давлением, большим механического напряжения выбора зазоров и смятия микронеровностей.

В статике максимальное перемещение по оси 3 многослойного ПД (рис. 3, а) при $F = 0$ описывается зависимостью $\Delta l_{3\max} = d_{33} n U$, а его максимальное рабочее усилие по оси 3 при $\Delta l = 0$ имеет вид:

$$F_{3\max} = \Delta l_{3\max} S_0 / (s_{33}^E l) = d_{33} U S_0 / (s_{33}^E \delta).$$

Следовательно, из равенства (1) уравнение статической механической характеристики многослойного ПД при продольном пьезоэффекте с па-

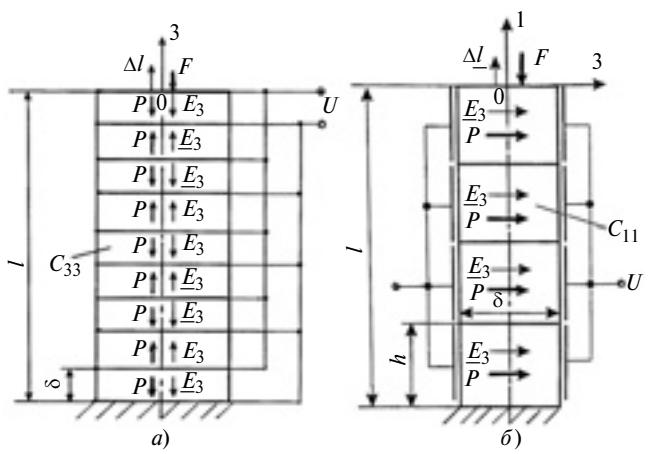


Рис. 3. Кинематические схемы многослойного пьезодвигателяnano- и микроперемещений при параллельном управлении и продольном (а), поперечном (б) пьезоэффектах

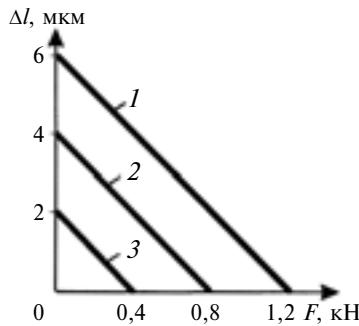


Рис. 4. Механические характеристики многослойного пьезодвигателя при параллельном управлении и продольном пьезоэффе-кте при $U = 300$ (1), 200 (2), 100 В (3)

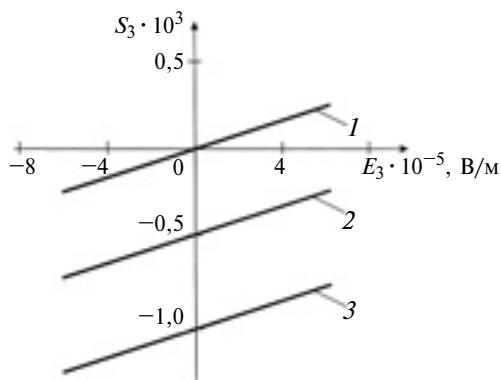


Рис. 5. Регулировочные характеристики многослойного пьезодвигателя при параллельном управлении и продольном пьезоэффе-кте

параллельным управлением по напряжению получаем в виде:

$$\Delta l = d_{33}nU - s_{33}^E Fl/S_0 = d_{33}nU - F/C_{33} \quad (3)$$

или

$$\Delta l = \Delta l_{\max}(1 - F/F_{\max}),$$

где $F_{\max} = d_{33}US_0/(s_{33}^E \delta)$; $l = n\delta$ — длина многослойного ПД (n — число его пьезопластин); $C_{33} = S_0/(s_{33}^E l)$ — жесткость ПД. Таким образом, при $U = \text{const}$ имеем уравнение $\Delta l(F)$ механической характеристики, а при $F = \text{const}$ — уравнение $\Delta l(U)$ регулировочной характеристики этого ПД.

Рассмотрим многослойный ПД, спеченный из пьезопластин, при продольном пьезоэффе-кте (см. рис. 3, а) с пьезомодулем $d_{33} = 4 \cdot 10^{-10}$ м/В, напряжением питания $U = 300$ В, упругой податливостью $s_{33}^E = 3 \cdot 10^{-11}$ м²/Н, толщиной пьезопластин $\delta = 0,6 \cdot 10^{-3}$ м, диаметром пьезопластин $D = 15 \cdot 10^{-3}$ м, числом пьезопластин $n = 50$ при параллельном управлении, когда пьезопластины механически соединены последовательно, а электрически — параллельно. Получаем механическую характеристику I многослойного ПД (рис. 4) с $\Delta l_{\max} = 6$ мкм, $F_{\max} = 1,18$ кН.

Уравнение обратного пьезоэффе-кта при $T = \text{const}$ позволяет рассчитать регулировочные характеристи-

ки (рис. 5) многослойного ПД с параллельным управлением по напряжению при продольном пьезоэффе-кте, выполненного в виде составного пьезопреобразователя с пьезомодулем $d_{33} = 4 \cdot 10^{-10}$ м/В и упругой податливостью $s_{33}^E = 7,5 \cdot 10^{-11}$ м²/Н, состоящего из восьми пьезопакетов П-3, при механических напряжениях $T_3 = 0$ (линия 1); 6,7 (2); 13,4 МПа (3).

Аналогично из равенства (2) получаем уравнение статической механической характеристики многослойного ПД при поперечном пьезоэффе-ке с параллельным управлением по напряжению в виде

$$\Delta l = d_{31}Ul/\delta - s_{11}^E Fl/S_0 = d_{31}Ul/\delta - F/C_{11}, \quad (4)$$

где $l = nh$ — длина многослойного ПД (h — длина пьезопластины); $C_{11} = S_0/(s_{11}^E l)$ — его жесткость, или в виде:

$$\Delta l = \Delta l_{\max}(1 - F/F_{\max}),$$

где $\Delta l_{\max} = d_{31}Unh/\delta$; $F_{\max} = d_{31}US_0/(s_{11}^E \delta)$.

Из уравнения (4) механической характеристики многослойного ПД следует, что наряду с пьезомодулем одной из важнейших физических характеристик ПД является упругая податливость. Для увеличения жесткости механической характеристики многослойного ПД необходимо выбирать его конструктивное исполнение с минимальной упругой податливостью.

Основным параметром внешней нагрузки ПД является ее жесткость, в зависимости от которой выбираются его конструктивные параметры. Следовательно, с учетом формулы (3) выражение для перемещения многослойного ПД (рис. 6, а) при

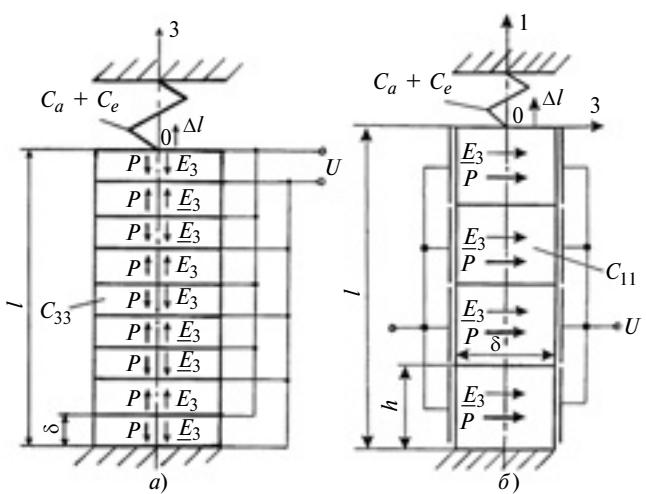


Рис. 6. Кинематические схемы армированного многослойного пьезодвигателяnano- и микроперемещений с упругой нагрузкой при параллельном управлении и продольном (а), поперечном (б) пьезоэффектах

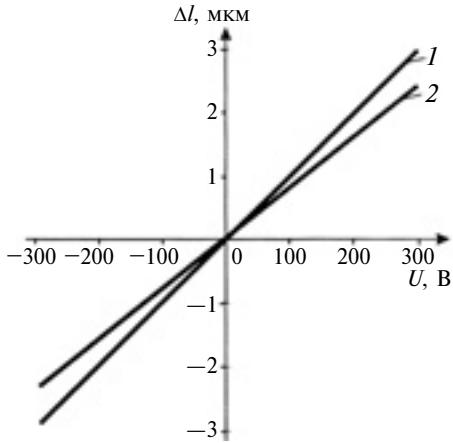


Рис. 7. Регулировочные характеристики армированного многослойного пьезодвигателя нано- и микроперемещений с упругой нагрузкой при параллельном управлении и продольном пьезоэффекте

продольном пьезоэффекте с параллельным управлением по напряжению имеет вид:

$$\begin{aligned}\xi &= d_{33}nU - F/C_{33}; \\ F &= F_0 + C_a\xi + C_e\xi; \quad F_0 = \sigma_a S_0,\end{aligned}$$

где $C_{33} = S_0/(s_{33}^E l)$ — жесткость многослойного ПД; F — внешняя сила; F_0 — сила первоначального поджатия упругим элементом; σ_a — механическое напряжение первоначального армирования в ПД; C_a — жесткость армирующего элемента; C_e — жесткость нагрузки.

Отсюда выражение для регулировочной характеристики — перемещения армированного многослойного ПД при продольном пьезоэффекте и параллельном управлении по напряжению, получаем в виде:

$$\xi = \frac{d_{33}nU - \sigma_a l s_{33}^E}{1 + (C_a + C_e)/C_{33}} = \frac{l(d_{33}E_3 - \sigma_a s_{33}^E)}{1 + (C_a + C_e)/C_{33}}.$$

Так как механическое напряжение первоначального армирования для каждого образца ПД имеет определенную постоянную величину, то его перемещение ξ в зависимости от первоначального армирования получает постоянное смещение, не зависящее от подаваемого на ПД электрического напряжения. Следовательно, уравнение регулировочной характеристики (рис. 7) многослойного ПД при продольном пьезоэффекте под действием внешней нагрузки можно представить в виде:

$$\Delta l = \frac{\Delta l_{3\max}}{1 + (C_a + C_e)/C_{33}}, \quad (5)$$

где $\Delta l_{3\max} = d_{33}nU$ — амплитуда перемещения многослойного ПД до армирования (U — амплитуда напряжения на его электродах).

Регулировочные характеристики (см. рис. 7) приведены для склеенного из пьезопластин ПД с

параллельным управлением по напряжению с пьезомодулем $d_{33} = 4 \cdot 10^{-10}$ м/В, напряжением питания $U = 300$ В, числом пьезопластин $n = 25$ при $C_a + C_e = 0$ (прямая 1) и $C_a + C_e = 0,2C_{33}$ (прямая 2).

Аналогично с учетом формулы (4) получаем выражение для регулировочной характеристики — перемещения армированного многослойного ПД при поперечном пьезоэффекте и параллельном управлении по напряжению, в виде:

$$\xi = \frac{d_{31}(l/\delta)U - \sigma_a l s_{11}^E}{1 + (C_a + C_e)/C_{11}} = \frac{l(d_{31}E_3 - \sigma_a s_{11}^E)}{1 + (C_a + C_e)/C_{11}},$$

где $C_{11} = S_0/(s_{11}^E l)$ — жесткость этого ПД.

Регулировочную характеристику армированного многослойного пьезодвигателя при поперечном пьезоэффекте под действием внешней нагрузки можно представить в виде:

$$\Delta l = \frac{\Delta l_{1\max}}{1 + (C_a + C_e)/C_{11}}, \quad (6)$$

где $\Delta l_{1\max} = d_{31}(l/\delta)U$.

Выражения (3)–(6) соответствуют статическим механическим и регулировочным характеристикам многослойных ПД и позволяют выбирать их параметры в зависимости от внешней нагрузки на ПД в нано- и микроманипуляторах с пьезоприводами.

Диапазон перемещения ПД пропорционален пьезомодулю и напряжению питания. Для эффективного использования рабочего диапазона перемещения при упругоинерционной нагрузке выбираем суммарную жесткость нагрузки в пределах $0 < C_a + C_e < 0,1C_{33(1)}$. Увеличение жесткости нагрузки приводит к уменьшению постоянной времени $T_{33(1)}$.

Расчетные характеристики многослойных ПД относительно экспериментальных имеют погрешность 5 %.

В системе автоматического управления нано- и микроманипуляторами с цифроаналоговым преобразованием [6] используется многослойный секционный ПД при продольном пьезоэффекте с кодовым управлением секциями. Многослойный ПД делится на N секций с числом n_k пьезопластин в k -й секции. Секции механически соединены последовательно и изолированы. Соответственно пьезопластины (пьезослои) в каждой секции соединены электрически параллельно, а механически последовательно.

Рассмотрим кодовое управление с электромеханическим ЦАП пьезоэлектрическими многослойными секционными ПД при продольном и поперечном пьезоэффектах, обеспечивающее нано- и микроперемещения, пропорциональные управляемому коду. Проведем моделирование статических и динамических характеристик многослойного сек-

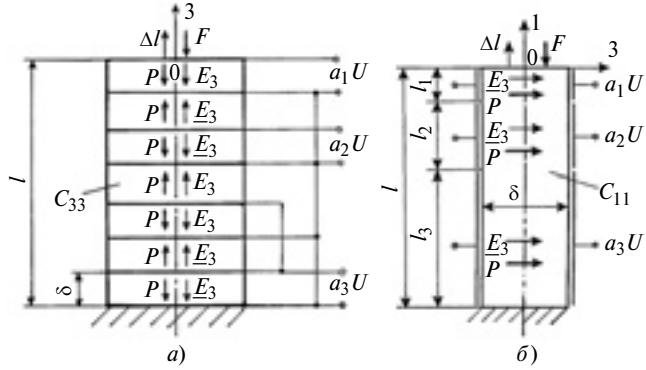


Рис. 8. Кинематическая схема многослойного секционного пьезодвигателя нано- и микроперемещений при кодовом управлении и продольном (а), поперечном (б) пьезоэффектах

ционного ПД как электромеханической системы с сосредоточенными параметрами при малом сопротивлении $R \rightarrow 0$.

При продольном пьезоэффекте получим: число пьезопластин в секции $n_k = 2^{k-1}$; длина k -й секции $l_k = 2^{k-1}\delta$, где $k = 1, 2, \dots, N$ (N — число секций).

Общая длина многослойного секционного ПД (рис. 8, а)

$$l = \sum_{k=1}^N l_k = (2^N - 1)\delta.$$

Максимальное перемещение многослойного секционного ПД при продольном пьезоэффекте в статике имеет вид:

$$\Delta l_{\max} = d_{33}(2^N - 1)U = d_{33}nU,$$

где $n = 2^N - 1$ — число пьезопластин в многослойном секционном ПД.

Соответствующее перемещение многослойного секционного ПД при продольном пьезоэффекте в статике при подаче на вход двоичного кода составляет:

$$\Delta l = \sum_{k=1}^N a_k \Delta l_k,$$

где $a_k = 0; 1$ — разряды двоичного кода.

Следовательно, получим:

$$\Delta l = \sum_{k=1}^N a_k d_{33} 2^{k-1} U = d_{33} \left(\sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1} \right) U.$$

Рассмотрим механические и регулировочные характеристики многослойных ПД с кодовым управлением при продольном пьезоэффекте. В этом случае суммарная деформация многослойного ПД складывается из деформаций отдельных секций пьезопластин при подаче на них напряжения и деформации всего многослойного ПД под воздействием внешней силы. Из равенства (3) получаем уравнение статической механической характеристики

(рис. 9) многослойного ПД при продольном пьезоэффекте с кодовым управлением по напряжению в виде:

$$\begin{aligned} \Delta l &= d_{33} \left(\sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1} \right) U - s_{33}^E F l / S_0 = \\ &= d_{33} \left(\sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1} \right) U - F / C_{33}, \end{aligned} \quad (7)$$

где $C_{33} = S_0 / (s_{33}^E l)$,

или в виде:

$$\Delta l = \Delta l_{3\max} (1 - F / F_{3\max}),$$

$$\text{где } \Delta l_{3\max} = d_{33} \left(\sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1} \right) U;$$

$$F_{3\max} = d_{33} \left(\sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1} \right) U S_0 / (s_{33}^E l)$$

или

$$\Delta l_{3\max} = d_{33} n_s U; \quad F_{3\max} = d_{33} n_s U S_0 / (s_{33}^E l)$$

(здесь $n_s = \sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1}$ — число пьезослоев многослойного ПД, подключенных к источнику напряжения).

Механические характеристики (см. рис. 9) приведены для склеенного из пьезопластин многослойного секционного ПД при продольном пьезоэффекте с пьезомодулем $d_{33} = 4 \cdot 10^{-10}$ м/В, напряжением питания $U = 300$ В, упругой податливостью $s_{33}^E = 4 \cdot 10^{-11}$ м²/Н, с пьезопластинами толщиной $\delta = 0,6 \cdot 10^{-3}$ м, диаметром $D = 15 \cdot 10^{-3}$ м, числом $n = 15$, с числом секций $N = 4$ с кодовым управлением при $a_1 = 1, a_2 = 1, a_3 = 1, a_4 = 1$ (прямая 1);

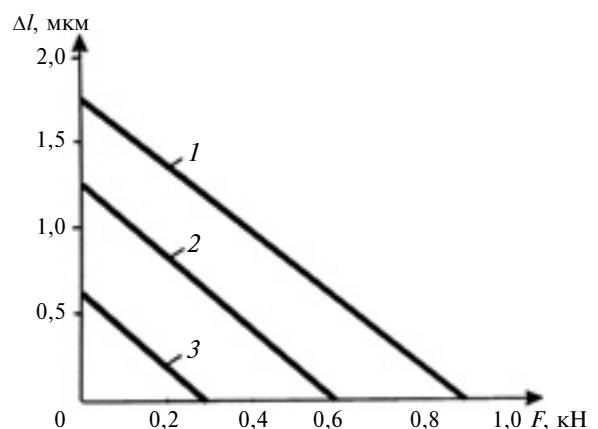


Рис. 9. Механические характеристики многослойного секционного пьезодвигателя нано- и микроперемещений при кодовом управлении и продольном пьезоэффекте

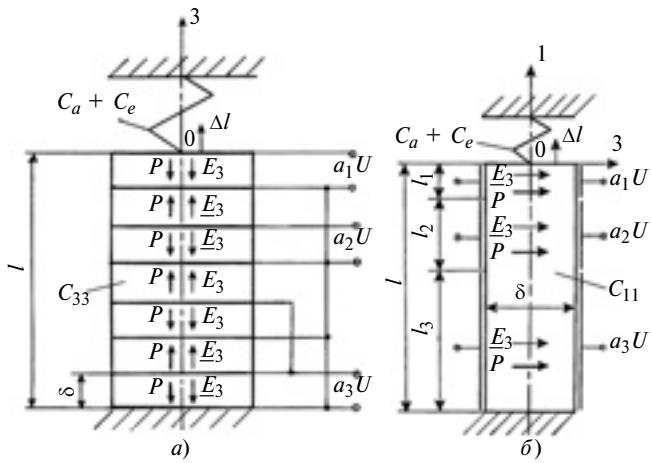


Рис. 10. Кинематические схемы армированного многослойного секционного пьезодвигателяnano- и микроперемещений с упругой нагрузкой при кодовом управлении и продольном (а), поперечном (б) пьезоэффектах

$a_1 = 0, a_2 = 1, a_3 = 0, a_4 = 1$ (прямая 2) и $a_1 = 1, a_2 = 0, a_3 = 1, a_4 = 0$ (прямая 3).

Из выражения (5) регулировочную характеристику — перемещение в статике многослойного секционного ПД (рис. 10, а), при продольном пьезоэффе-кте и упругой нагрузке получим в виде:

$$\Delta l = \frac{d_{33} \left(\sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1} \right) U}{1 + (C_a + C_e)/C_{33}}. \quad (8)$$

Секционный пьезодвигатель (см. рис. 8, б) при поперечном пьезоэффекте выполняют в виде монолитного ПД с раздельными секционными электродами или в виде многослойного секционного ПД с секциями длиной $l_k = 2^{k-1}l_1$, где $k = 1, 2, \dots, N$.

Длина секционного ПД при поперечном пьезоэффекте

$$l = \sum_{k=1}^N l_k = (2^N - 1)l_1.$$

Перемещение секционного ПД (см. рис. 8, б) при поперечном пьезоэффекте в статике при подаче напряжения на k -ю секцию ПД

$$\Delta l_k = d_{31} 2^{k-1} l_1 U / \delta.$$

Максимальное перемещение секционного ПД при поперечном пьезоэффекте в статике имеет вид:

$$\Delta l_{\max} = d_{31} (2^N - 1) l_1 U / \delta.$$

Перемещение секционного ПД при поперечном пьезоэффекте в статике при подаче на вход двоичного кода

$$\Delta l = (d_{31} l_1 / \delta) \left(\sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1} \right) U.$$

Рассмотрим механические и регулировочные характеристики многослойных ПД с кодовым управлением при поперечном пьезоэффекте. В этом случае суммарная деформация многослойного секционного ПД равна сумме деформаций его отдельных секций при подаче на них напряжения и его общей деформации под воздействием внешней силы.

Уравнение статической механической характеристики многослойного секционного ПД при поперечном пьезоэффекте с кодовым управлением по напряжению получим из равенства (4) в виде:

$$\begin{aligned} \Delta l &= (d_{31} l_1 / \delta) \left(\sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1} \right) U - s_{11}^E F l / S_0 = \\ &= (d_{31} l_1 / \delta) \left(\sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1} \right) U - F / C_{11}, \end{aligned} \quad (9)$$

где $C_{11} = S_0 / (s_{11}^E l)$,

или в виде:

$$\Delta l = \Delta l_{1\max} (1 - F/F_{1\max}),$$

$$\text{где } \Delta l_{1\max} = (d_{31} l_1 / \delta) \left(\sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1} \right) U;$$

$$F_{1\max} = (d_{31} l_1 / \delta) \left(\sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1} \right) U S_0 / (s_{11}^E l).$$

Из формулы (6) регулировочная характеристика — перемещение секционного пьезодвигателя (см. рис. 10, б) при поперечном пьезоэффекте и упругой нагрузке в статике представляется в виде:

$$\Delta l = \frac{(d_{31} l_1 / \delta) \left(\sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1} \right) U}{1 + (C_a + C_e)/C_{11}}. \quad (10)$$

Перемещение многослойного ПД в статике при продольном или поперечном пьезоэффектах и упругой нагрузке — регулировочная характеристика, имеет вид:

$$\Delta l = k_c U, \quad (11)$$

где k_c — коэффициент передачи, который имеет вид:

при параллельном управлении согласно формулам (5) и (6)

$$k_c = \begin{cases} \frac{d_{33} n}{1 + (C_a + C_e)/C_{33}} & \text{при продольном} \\ & \text{пьезоэффекте;} \\ \frac{d_{31} l / \delta}{1 + (C_a + C_e)/C_{11}} & \text{при поперечном} \\ & \text{пьезоэффекте;} \end{cases}$$

при кодовом управлении согласно формулам (8) и (10)

$$k_c = \begin{cases} \frac{d_{33} \sum\limits_{k=1}^N a_k 2^{k-1}}{1 + (C_a + C_e)/C_{33}} & \text{при продольном} \\ & \text{пьезоэффекте;} \\ \frac{(d_{31} l_1 / \delta) \sum\limits_{k=1}^N a_k 2^{k-1}}{1 + (C_a + C_e)/C_{11}} & \text{при поперечном} \\ & \text{пьезоэффекте.} \end{cases}$$

Рассмотрим динамические характеристики многослойного ПД как электромеханической системы с распределенными или сосредоточенными параметрами. Динамические характеристики многослойного ПД рассчитывают на основе совместного решения волнового уравнения, уравнения продольного пьезоэффекта при нулевых начальных и соответствующих граничных условиях.

При расчете ПД используется волновое уравнение [3–6], описывающее распространение волны в длинной линии с затуханием без искажений:

$$\frac{1}{(c^E)^2} \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} + \frac{2\alpha}{c^E} \frac{\partial \xi}{\partial t} + \alpha^2 \xi = \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2},$$

где $\xi(x, t)$ — смещение сечения пьезодвигателя; x — координата; t — время; c^E — скорость звука при $E = \text{const}$; α — коэффициент затухания.

При одном закрепленном торце ПД, например при $x = 0$, получим $\xi(x, t) = 0$, а при упругоинерционной нагрузке на ПД при $x = l$ получим уравнение сил, действующих на другом его торце:

$$T_3 S_0 = -M \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} - (C_a + C_e) \xi,$$

где M — перемещаемая масса.

Используя преобразование Лапласа

$$\Xi(x, p) = L\{\xi(x, t)\} = \int_0^\infty \xi(x, t) e^{-pt} dt,$$

получим передаточную функцию $W(p)$ многослойного ПД при продольном пьезоэффекте, параллельном управлении и упругоинерционной нагрузке как электромеханической системы с распределенными параметрами:

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{U(p)} = \frac{d_{33} n}{\frac{M p^2}{C_{33}} + \operatorname{cth}\left[\operatorname{li}\left(\frac{p}{c^E} + \alpha\right)\right] \operatorname{li}\left(\frac{p}{c^E} + \alpha\right) + \frac{C_a + C_e}{C_{33}}},$$

где $\Xi(p)$ — преобразование Лапласа перемещения торца многослойного ПД по оси 3; $U(p)$ — преоб-

разование Лапласа напряжения на обкладках многослойного ПД при нулевых начальных условиях.

Отсюда получим выражение для статического перемещения $\Delta l = \xi(\infty)$ армированного многослойного ПД при продольном пьезоэффекте и параллельном управлении в установившемся режиме при подаче напряжения $U(t) = U_0 \delta(t)$ в случае упругоинерционной нагрузки:

$$\begin{aligned} \xi(\infty) &= \lim_{t \rightarrow \infty} \xi(t) = \lim_{p \rightarrow 0} p W(p) \frac{U_0}{p} = \\ &= \lim_{p \rightarrow 0} \frac{d_{33} n U_0}{\operatorname{li}\left(\frac{p}{c^E} + \alpha\right) / \operatorname{th}\left[\operatorname{li}\left(\frac{p}{c^E} + \alpha\right)\right] + \frac{C_a + C_e}{C_{33}}} = \\ &= \frac{d_{33} n U_0}{1 + (C_a + C_e)/C_{33}}. \end{aligned}$$

Тогда передаточную функцию $W(p)$ многослойного ПД при продольном пьезоэффекте после разложения в ряд гиперболического котангенса (учитываем два члена ряда) на рабочих частотах при параллельном управлении и упругоинерционной нагрузке при $m \ll M$ (где m — масса многослойного ПД) в диапазоне рабочих частот $0 < \omega < 0,01 c^E / l$ как электромеханической системы с сосредоточенными параметрами можно записать:

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{U(p)} = \frac{d_{33} n}{[1 + (C_a + C_e)/C_{33}] (T_{33}^2 p^2 + 2 T_{33} \xi_{33} p + 1)}.$$

Здесь $T_{33} = \sqrt{\frac{M}{C_a + C_e + C_{33}}}$ и

$$\xi_{33} = \frac{\alpha l^2 C_{33}}{3 c^E \sqrt{M(C_a + C_e + C_{33})}}$$

— постоянная времени и коэффициент затухания колебательного звена многослойного ПД при продольном пьезоэффекте и упругоинерционной нагрузке.

Соответственно с учетом сопротивления R внешней цепи и емкости C_0 пьезопластины многослойного секционного ПД получим его передаточную функцию при продольном пьезоэффекте в виде:

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{U(p)} = \frac{d_{33} n}{\left[1 + \frac{C_a + C_e}{C_{33}}\right] (R n C_0 p + 1) (T_{33}^2 p^2 + 2 T_{33} \xi_{33} p + 1)}.$$

Передаточная функция $W(p)$ многослойного ПД при поперечном пьезоэффекте, параллельном управлении и упругоинерционной нагрузке при $m \ll M$ в диапазоне рабочих частот $0 < \omega < 0,01 c^E / l$

как электромеханической системы с сосредоточенными параметрами имеет вид:

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{U(p)} = \frac{d_{31}l/\delta}{[1 + (C_a + C_e)/C_{11}](T_{11}^2 p^2 + 2T_{11}\xi_{11}p + 1)}.$$

Здесь $T_{11} = \sqrt{\frac{M}{C_a + C_e + C_{11}}}$ и
 $\xi_{11} = \frac{\alpha l^2 C_{11}}{3c^E \sqrt{M(C_a + C_e + C_{11})}}$ — постоянная времени и коэффициент затухания колебательного звена многослойного ПД при поперечном пьезоэффекте и упругонерционной нагрузке.

Соответственно при рассмотрении электромеханической системы с сосредоточенными параметрами [7, 8] передаточная функция многослойного секционного ПД для упругонерционной нагрузки при $m \ll M$ и продольном пьезоэффекте с кодовым управлением имеет вид:

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{U(p)} = \frac{d_{33} \sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1}}{[1 + (C_a + C_e)/C_{33}](T_{33}^2 p^2 + 2T_{33}\xi_{33}p + 1)},$$

где C_a, C_e — жесткости армирующего элемента и нагрузки; $C_{33} = S_0/(s_{33}^E l)$ — жесткость многослойного секционного ПД при продольном пьезоэффекте;

$$T_{33} = \sqrt{\frac{M}{C_a + C_e + C_{33}}}; \xi_{33} = \frac{\alpha l^2 C_{33}}{3c^E \sqrt{M(C_a + C_e + C_{33})}} —$$

постоянная времени и коэффициент затухания колебательного звена для данного случая.

Передаточная функция многослойного секционного ПД для упругонерционной нагрузки при $m \ll M$ при поперечном пьезоэффекте с кодовым управлением имеет вид:

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{U(p)} = \frac{d_{31}l_1/\delta \sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1}}{[1 + (C_a + C_e)/C_{11}](T_{11}^2 p^2 + 2T_{11}\xi_{11}p + 1)},$$

где $C_{11} = S_0/(s_{11}^E l)$ — жесткость этого ПД при поперечном пьезоэффекте.

Переходную характеристику многослойного ПД при упругонерционной нагрузке как электромеханической системы с сосредоточенными параметра-

ми при малом сопротивлении ($R \rightarrow 0$) с учетом равенства (11) представим в виде:

$$\xi(t) = k_c U_0 h(t) = \xi_0 h(t),$$

где $h(t)$ — нормированная переходная характеристика многослойного ПД; ξ_0 — установившаяся величина его перемещения, имеющая вид:

при параллельном управлении

$$\xi_0 = \begin{cases} \frac{d_{33}nU_0}{1 + (C_a + C_e)/C_{33}} & \text{при продольном пьезоэффекте;} \\ \frac{d_{31}(l/\delta)U_0}{1 + (C_a + C_e)/C_{11}} & \text{при поперечном пьезоэффекте;} \end{cases}$$

при кодовом управлении

$$\xi_0 = \begin{cases} \frac{d_{33} \left(\sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1} \right) U_0}{1 + (C_a + C_e)/C_{33}} & \text{при продольном пьезоэффекте;} \\ \frac{(d_{31}l_1/\delta) \left(\sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1} \right) U_0}{1 + (C_a + C_e)/C_{11}} & \text{при поперечном пьезоэффекте.} \end{cases}$$

Нормированная переходная характеристика многослойного ПД имеет вид:

$$h(t) = 1 - \frac{e^{-\frac{\xi_{33}(11)t}{T_{33}(11)}}}{\sqrt{1 - \xi_{33}^2(11)}} \sin(\omega_{33}(11)t + \varphi_{33}(11)),$$

$$\text{где } T_{33}(11) = \sqrt{\frac{M}{C_e + C_{33}(11)}};$$

$$\xi_{33}(11) = \frac{\alpha l^2 C_{33}(11)}{3c^E \sqrt{M(C_e + C_{33}(11))}};$$

$$\omega_{33}(11) = \frac{\sqrt{1 - \xi_{33}^2(11)}}{T_{33}(11)}; \varphi_{33}(11) = \arctg\left(\frac{\sqrt{1 - \xi_{33}^2(11)}}{\xi_{33}(11)}\right).$$

Здесь индексы 33 относятся к соответствующим параметрам многослойного ПД при продольном пьезоэффекте, а индексы 11 — при поперечном пьезоэффекте.

Соответственно для многослойного ПД из пьезокерамики ЦТС-19 при параллельном управлении и ступенчатом входном напряжении с амплитудой $U_0 = 150$ В получим $\xi_0 = 3$ мкм, $\xi_{33} = 0,1$, $T_{33} = 0,9$ мс и переходную характеристику пьезодвигателя, представленную на рис. 11.

Полученные механические и регулировочные характеристики пьезодвигателей при параллельном

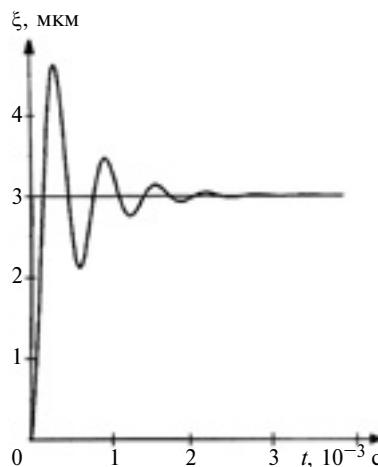


Рис. 11. Динамическая характеристика многослойного пьезодвигателя при параллельном управлении и продольном пьезоэффекте для упругоинерционной нагрузки

и кодовом управлении позволяют рассчитывать статические и динамические режимы работы простых и многослойных ПД в зависимости от внеш-

ней нагрузки в нано- и микроманипуляторах и их физических и геометрических параметров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Вардан В., Виной К., Джозе К. ВЧ МЭМС и их применение. М.: Техносфера, 2004. 528 с.
2. Миронов В. Л. Основы сканирующей зондовой микроскопии. М.: Техносфера, 2004. 144 с.
3. Физическая акустика. Т. 1. Ч. А. Методы и приборы ультразвуковых исследований / Под ред. У. Мэзона. М.: Мир, 1966. 592 с.
4. Афонин С. М. Пьезопреобразователи для приводов микроперемещений // Приборы и системы управления. 1998. № 2. С. 41, 42.
5. Афонин С. М. Особенности диаграмм сжатия и упругих податливостей пьезодвигателей наноперемещений // Вестник машиностроения. 2003. № 9. С. 16–18.
6. Афонин С. М. Статические и динамические характеристики многослойного электромагнитоупругого преобразователя привода нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2009. № 10. С. 3–13.
7. Бесекерский В. А., Попов Е. П. Теория систем автоматического регулирования. М.: Профессия, 2004. 752 с.
8. Ленк А. Электромеханические системы. Системы с сосредоточенными параметрами. М.: Мир, 1978. 284 с.

УДК 629.7:533.6.001

С. В. МОСОЛОВ, канд. физ.-мат. наук (Научный центр им. М. В. Келдыша), В. И. БИРЮКОВ, д-р техн. наук (МАИ),
e-mail: mosolov@list.ru

Гидродинамические способы обеспечения устойчивости рабочего процесса в камерах сгорания жидкостных ракетных двигателей

Рассмотрены возможности обеспечения устойчивости рабочего процесса в камерах сгорания жидкостных ракетных двигателей путем учета конструктивных и гидравлических особенностей форсунок и смесительных головок.

Ключевые слова: жидкостный ракетный двигатель, камера сгорания, форсунка, зона горения, колебания давления, высокочастотная неустойчивость.

The possibilities of stability ensuring of the working process in the combustion chambers of liquid-propellant engines by accounting of structural and hydraulic features of the injectors and mixing heads are considered.

Keywords: liquid-propellant engine, a combustion chamber, injector, combustion zone, pressure fluctuations, high-frequency unsteadiness.

Одной из наиболее сложных проблем, решаемых при создании надежных и экономичных жидкостных ракетных двигателей (ЖРД), является устранение высокочастотной (ВЧ) неустойчивости рабочего процесса в камерах сгорания. Возникающие колебания давления небольшой амплитуды, не опасной для работы

двигателя, приводят к отклонениям основных параметров ЖРД от расчетных значений. В дальнейшем возможен быстрый рост амплитуды колебаний (всплеск давления), характеризуемый частотами, соответствующими колебаниям одной или нескольких собственных мод камеры сгорания. Колебания давления боль-

шой амплитуды влияют на работу агрегатов системы питания, вызывают повреждения камеры сгорания или даже приводят к разрушению двигателя. Несмотря на значительные успехи [1–4] в изучении природы акустической неустойчивости рабочего процесса в камерах сгорания ЖРД и разработке практических мероприятий по ее устранению, ВЧ неустойчивость все еще является серьезным препятствием, тормозящим создание мощных ракетных двигателей, необходимых для дальнейшего освоения космического пространства.

Наряду с установкой антивибрационных перегородок и акустических резонансных поглотителей в камерах сгорания ЖРД эффективным средством подавления ВЧ неустойчивости рабочего процесса могут быть усовершенствование конструкции форсунок и смесительных головок. Однако варьирование смесеобразованием с целью повышения запаса ВЧ устойчивости камеры требует строго обоснованного подхода к внесению изменений в

конструкцию форсунок или головок. Иначе результат может быть противоположен ожидаемому.

Рассмотрим основные факторы, влияющие на возбуждение ВЧ неустойчивости рабочего процесса в камерах ракетных двигателей. В камере сгорания ЖРД условно можно выделить три характерные зоны:

зону впрыска, расположенную вблизи смесительной головки, или зону подготовительных процессов;

зону горения — участок, на котором реализуется максимальное выделение энергии;

зону течения газообразных продуктов горения — акустическое звено.

Зона впрыска с точки зрения воздействия на процесс горения представляет наибольший интерес, поскольку подготовительные процессы более существенно влияют на характер выгорания топлива и запас устойчивости камеры. Колебательная энергия в зоне горения генерируется вследствие интенсивных газообразования и тепловыделения. Внутрикамерный механизм потери устойчивости горения реализуется через обратную связь по давлению вследствие воздействия колебаний давления на подготовительные процессы с учетом запаздывания процесса горения. Время запаздывания в этом случае должно быть близко к полуperiоду одной из собственных частот камеры сгорания. В зависимости от геометрии и конструктивного исполнения отдельных форсунок и смесительной головки в целом, а также иногда и от параметров рабочего режима зона горения может локализоваться в непосредственной близости к пучности плоских волн давления и стать причиной возбуждения стоячих акустических колебаний вдоль камеры сгорания. Вследствие неравномерности соотношения компонентов, расходонапряженности потоков топлива и плохой организации горения топлива вблизи периферии

огневого днища могут возникать пульсации газа в поперечном к оси камеры направлении. В этом случае реализуется обратная связь по скорости звука горения, подпитывающая пульсации поперечных перемещений газа, с акустическим звеном. Входными координатами акустического звена являются возмущения расхода, энтропии и вихря. Динамика акустического звена определяется диаметром и длиной цилиндрической камеры сгорания.

Влияния конструктивных и режимных факторов при варьировании смесеобразованием компонентов топлива на ВЧ неустойчивость в камерах сгорания ЖРД

Анализ ВЧ неустойчивости рабочего процесса в камерах сгорания различных конструкций показал [1—4], что на устойчивость существенным образом влияют следующие факторы:

конструктивные особенности и гидравлические характеристики отдельных смесительных элементов;

параметры смесительной головки, такие как расходонапряженность и распределение компонентов по сечению камеры;

конструктивное исполнение камеры сгорания: геометрия камеры (соотношение ее длины и диаметра поперечного сечения), наличие поясов завес охлаждения и др.;

условия работы двигателя (форсирование, дросселирование расхода топлива, "жесткий" запуск и др.).

Влияние конструктивных и гидравлических особенностей отдельных смесительных элементов на ВЧ неустойчивость горения в камерах ЖРД

Форсунка является определяющим элементом, который влияет на характер смесеобразования и устойчивость рабочего процесса в камере сгорания ЖРД. В двига-

телях, работающих по схеме без дожигания, широкое распространение получили центробежные и струйные форсунки (в том числе и с соударяющимися струями), а также их всевозможные комбинации. Устойчивость и экономичность рабочего процесса зависит от многих возможных изменений параметров форсунок.

В настоящее время не существует обобщенного критерия, определяющего запас устойчивости относительно возбуждения определенных мод акустических колебаний в камерах сгорания. М. Хайдман и Ч. Файлер предложили [1] использовать в качестве такого критерия функцию чувствительности процесса горения. В основу этого метода положен принцип Релея, согласно которому амплитуда колебаний давления растет, если при горении тепло- и массовыделения происходят в одной фазе с колебаниями давления. Функция чувствительности по определению М. Хайдмана — отношение действительной части возмущения массовыделения к возмущению давления.

Похожий метод предложил О. Дайкема [1], который представил нестационарную скорость тепловыделения как сумму вкладов от горения капель различных размеров, полученную при решении радиальной задачи горения капель горючего в среде окислителя. При этом параметр устойчивости был получен из критерия Релея интегрированием отношения возмущения тепловыделения к возмущениям давления за половину периода колебания.

Для полного анализа ВЧ неустойчивости необходимо исследовать распределение давления по всем направлениям камеры сгорания. Часто применяют отношение разности Δp максимального (p_{\max}) и минимального (p_{\min}) давлений в каждый момент времени к среднему давлению \bar{p}_k газов в данной точке в камере сгорания: $\Delta p / \bar{p}_k$.

Более глубокому пониманию факторов, влияющих на устойчи-

вость, способствуют такие безразмерные параметры, как скорость горения, степень сужения сопла, разница скоростей капель жидкости и газа. Поскольку форсунки формируют спектры капель компонентов топлива, а последние, в свою очередь, связаны со скоростью горения, то спектр распыла или средний размер капель и скорость впрыска можно отнести к факторам, влияющим определенным образом на устойчивость горения. Изменение среднего размера капель значительно влияет на скорости испарения горючего и окислителя, находящегося в жидкой фазе, определяет частоту, соответствующую максимальной чувствительности процесса горения к колебаниям давления, и величину чувствительности [1]. С увеличением капель частота и чувствительность процесса горения к колебаниям уменьшаются. Снижение чувствительности стабилизирует процесс (увеличивает запас устойчивости), в то время как уменьшение частоты может только изменить моду колебаний, имеющую более низкую частоту. Экспериментальные зависимости, связывающие геометрию форсунок с распределением капель по размерам или со средним диаметром капель, а также с распределением капель по сечению, с одной стороны, получены на основе данных испытаний на гидродинамических моделях, с другой — ограничены диапазоном варьирования параметрами. Поэтому рекомендации, полученные на их основе, приблизительны. Средний размер образующихся капель прямо пропорционален (в дробной степени) диаметру сопла струйных форсунок, обратно пропорционален (также в дробной степени) скорости впрыска и зависит от противодавления.

Это относится и к центробежным форсункам, при которых зависимость среднего размера капель от диаметра сопла сложнее. В этом случае очевиднее зависимости размера и распределения капель по сечению от геометри-

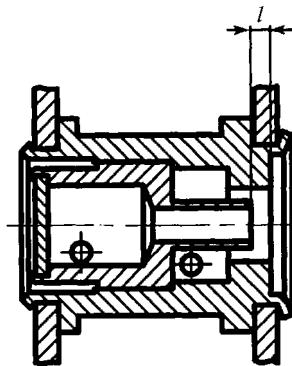


Рис. 1. Сопло двухкомпонентной центробежной форсунки с подрезкой (размер l)

ческих параметров форсунок и относительной скорости впрыска жидкого компонента. С одной стороны, увеличение или уменьшение скорости впрыска приводит к изменению локальной скорости испарения из-за соответствующего изменения капель и в целом влияет на скорости газообразования и тепловыделения [1—3]. С другой стороны, скорость впрыска влияет также на начальный размер образующихся капель (обратно пропорциональная зависимость). Увеличение скорости впрыска чаще всего оказывает дестабилизирующее влияние как на продольные, так и на поперечные ВЧ колебания вследствие уменьшения начального диаметра капель и интенсификации процесса горения из-за перемещения зоны горения в сторону огневого днища камеры.

При использовании двухкомпонентных центробежных форсунок положение фронта горения и устойчивость рабочего процесса в камере существенно зависят от величины подрезки (заглубления) сопла внутренней форсунки и углов распыла. Необходимый запас устойчивости можно получить подбором оптимального размера l заглубления торца внутренней форсунки относительно внешней (рис. 1). При малом l возможны снижение экономичности рабочего процесса и повышение вероятности возникновения низкочастотных колебаний. Увеличение углов распыла форсу-

нок однозначно повышает вероятность возникновения продольных и поперечных ВЧ колебаний. В этом случае более быстрый распад пелены жидкого компонента, перемешивание и испарение капель компонентов топлива приближают зону максимального тепловыделения к огневому днищу камеры и снижают запас устойчивости относительно и продольных, и поперечных мод ВЧ неустойчивости горения.

При двухкомпонентных струйных жидкостных форсунках с соударяющимися струями устойчивость рабочего процесса существенно зависит от соотношения количеств движений струй окислителя и горючего [1]. Такие форсуночные головки в основном используются в двигателях, разработанных в США. Более подробный анализ обеспечения устойчивости горения при применении подобных форсуночных головок представлен в сборнике [1]. В целом можно отметить, что нестабильность режима горения в камерах ЖРД удается исключить, обеспечив равенство количеств движений соударяющихся струй компонентов. Для таких схем можно увеличить запас устойчивости "растягиванием" зоны горения путем изменения диаметра отверстий или их числа по трактам окислителя и горючего.

Для двигателей, работающих по схеме с дожиганием генераторного газа в основной камере сгорания, наибольшее распространение получили двухкомпонентные газожидкостные форсунки с центральным отверстием для газа и несколькими боковыми отверстиями для жидкости. Различают соосное исполнение форсунок с центробежной подачей жидких компонентов и эмульсионные форсунки, у которых каналы выполнены по радиусу и наклонены под углом к оси. С целью повышения экономичности рабочего процесса двухкомпонентные соосные центробежные форсунки выполняют с подрезкой сопла газового канала.

Эмульсионные форсунки широко применяются в различных модификациях ЖРД. Их конструктивное исполнение (например, диаметр и угол наклона к оси равнорасположенных отверстий, равный $\approx 30\div 60^\circ$, и др.) существенно влияет на смесеобразование и соответственно на устойчивость рабочего процесса в камере сгорания. Одним из таких факторов является глубина внедрения струй жидкости в газовый поток, которая определяется соотношением динамических напоров по газовому и жидкостному трактам. Если динамический напор по газовому тракту значительно превышает напор по жидкостному тракту, то струи прижимаются к стенкам сопла форсунки и процесс дробления локализуется в области стенок. Такой режим характеризуется грубым распылом и неравномерным распределением капель жидкости по сечению. С увеличением глубины внедрения струй жидкости повышается экономичность процесса горения в камере, достигая оптимальной величины при примерном равенстве напоров газа и жидкости, однако при этом рабочий процесс в камере может стать неустойчивым.

Для качественного распределения состава и расходонапряженности топлива по поперечному сечению камеры сгорания форсунки располагают на головке определенным образом, например равномерно. Заданное внедрение струй жидкости при выбранных размерах форсунки обеспечивается углом наклона отверстий и удалением их от торца форсунки, а также количеством движения этих струй или их скоростью. Интенсивное выгорание топлива при высокой полноте сгорания реализуется ближе к огневому днищу, где вероятность пульсаций при интенсивном тепловыделении возрастает. В этом случае камера сгорания имеет меньший запас устойчивости.

Для повышения запаса устойчивости рабочего процесса в камере ЖРД необходимо:

сместить зону горения вдоль камеры дальше от форсуночной головки и, удлинив ее, увеличить в объеме; как правило, эту задачу решают одновременно с обеспечением надежного охлаждения огневого днища и защиты внутренней стенки камеры в области локализации зоны горения;

выбрать оптимальную длину газового канала, например длину, обеспечивающую его работу в качестве четвертьвольнового поглотителя;

обеспечить постоянную глубину внедрения струй жидкого горючего на различных режимах.

Конструктивные изменения форсунок в процессе отработки камеры двигателя можно использовать и как средство борьбы с ВЧ неустойчивостью, однако теоретическое обоснование таких изменений применительно ко всем типам форсунок, а также детальное рассмотрение двух последних рекомендаций не представляется возможным в рамках данной публикации.

Смесительные головки камер сгорания ЖРД

Головки камер сгорания определяют структуру смесеобразования, от которой зависят полнота и устойчивость горения; они характеризуются:

типов и числом форсунок;
расположением форсунок;

видом топлива и режимными параметрами (в том числе перепадами давления по трактам окислителя и горючего, соотношением компонентов и др.);

расходонапряженностью и ее распределением;

проницаемостью по газу;

проводимостью акустических возмущений.

Акустические колебания в камере сгорания и процесс горения взаимосвязаны. Влияние смесительной головки на процесс горения определяется типом форсунок, их числом, взаимным расположением и размерами. Увеличение числа форсунок обеспечивает более тонкое распыление

жидких компонентов, улучшает экономичность процесса горения, однако при этом запас устойчивости камеры снижается. Сохранить высокую экономичность и обеспечить приемлемый запас устойчивости камеры сгорания удается, предусматрив в головке форсунки с разным расходом и соответствующим их расположением по рядам и в каждом ряду. Разница расходов отдельных форсунок, разбитых на классы, не вызывает заметного снижения экономичности, а устойчивость горения в этом случае обеспечивается некоторой локальной неоднородностью и удлинением зоны горения в камере. Примерно такой же эффект можно получить, используя в ядре и на периферии смесительной головки форсунки разных конструкций.

Расположение форсунок также влияет на полноту и запас устойчивости горения. Распределением форсунок прежде всего стремятся достичь равномерного соотношения компонентов по поперечному сечению камеры. В этом случае следует ожидать снижения запаса устойчивости относительно ВЧ колебаний. Равномерная подача компонентов в каждом отдельно взятом смесительном элементе и в масштабе всей головки обеспечивает снижение чувствительности рабочего процесса к случайным возмущениям. Запас устойчивости можно повысить незначительным ухудшением равномерности распределения компонентов по сечению камеры, например, увеличив шаг между некоторыми форсунками, или введя в головку ряд форсунок с повышенным расходом, или расположив их в головке в виде "гидравлического креста". Одной из причин такого эффекта является удлинение зоны горения.

Неустойчивость к тангенциальным модам колебаний в камере сгорания в ряде случаев удавалось устранить расположением в периферийном ряду центробежных форсунок с закруткой жидкого компонента в сторону, противоположную вращению волны

давления. В некоторых работах [1] приведены данные о том, что снижением перепада давления на форсунках удавалось устраниТЬ ВЧ колебания в камере (происходило увеличение начального размера капель компонентов топлива). Однако эта рекомендация носит ограниченный характер, поскольку при снижении перепадов давления в магистралях подачи компонентов в камере сгорания возникают низкочастотные (НЧ) колебания ($\approx 200 \div 300$ Гц), амплитуда которых может достигать недопустимых значений. Во избежание возбуждения НЧ колебаний давления рекомендуется перепады Δp_f давлений на форсунках для жидких компонентов назначать, исходя из соотношения $2\Delta p_f/p_k \geq 0,3$, где p_k — давление в камере сгорания.

Важную роль в обеспечении устойчивости рабочего процесса играет распределение расходо-напряженности q по сечению камеры сгорания. Максимальную устойчивость относительно тангенциальных мод колебаний можно получить при повышенных значениях q в центре головки, а максимальную неустойчивость при повышенных значениях q на периферии. Устойчивость к тангенциальным и радиальным модам колебаний обеспечивается, если максимум q находится на $(0,42 \div 0,61)R$, где R — радиус головки. В этом случае заданной расходо-напряженности можно достичь изменением числа форсунок в ряду. При снижении расходо-напряженности на периферии головки уменьшается выделение энергии в единице объема в наиболее чувствительной относительно тангенциальных мод колебаний зоне. Периферийную часть головок можно выполнить и без форсунок. При этом существенно меняется характер акустического взаимодействия попоперечных колебаний с рабочим процессом в пристеночном слое и повышается запас устойчивости. Изменение относительной расходо-напряженности от 0,4 до 2,5 практически не оказывает замет-

ного влияния на устойчивость к попоперечным модам колебаний. Продольные ВЧ колебания зависят от относительной расходо-напряженности. В указанных выше пределах ее изменения давление в камере, при котором возбуждались продольные колебания, снижалось обратно пропорционально диаметру критического сечения.

При газожидкостных форсунках проницаемость головки по газу также может оказывать влияние на смесеобразование. С увеличением проницаемости уменьшается скорость газа, снижается интенсивность газодинамических возмущений в зоне впрыска, что способствует более стабильному горению. Однако при больших значениях проницаемости приходится делать более крупные тонкостенные форсунки, что снижает стабильность внедрения струй жидкого горючего в газообразный окислитель. Последнее отрицательно сказывается как на экономичности, так и на устойчивости рабочего процесса.

Повышению устойчивости рабочего процесса в камерах ЖРД также способствует:

введение антипульсационных перегородок на огневом днище головки;

выступание всех или части форсунок относительно плоскости огневого днища;

образование шестигранных перемычек между форсунками, выступающих относительно плоскости огневого днища для исключения зон обратных токов.

Обеспечение устойчивости рабочего процесса в камерах сгорания ЖРД изменением динамических характеристик гидравлических трактов систем топливоподачи

Анализ отработки ЖРД показал, что рабочий процесс в камере сгорания и динамические эффекты в гидравлических трактах системы питания взаимосвязаны. Так, воздействие турбонасосных агрегатов (ТНА) на колебания давления в гидравлическом трак-

те реализуется непосредственно вследствие переменности во времени давления за насосами, подающими компоненты, обусловленной конечным числом лопаток (явление "мерцания" лопаток). Возмущения давления от "мерцания" лопаток в насосах, подающих компоненты, могут инициировать ВЧ колебания при совпадении частоты мерцания лопаток с одной из собственных частот акустических колебаний камеры сгорания. Поэтому при проектировании двигателя необходимо проверять несовпадение этих частот при работе ЖРД наnomинальном режиме. Установлено, что предел устойчивости рабочего процесса в камерах сгорания с подачей компонентов от ТНА, определенный экспериментально [3], примерно на $25 \div 40$ % ниже предела устойчивости процесса в тех же камерах с баллонной системой подачи компонентов. Для выбора способа повышения предела устойчивости рабочего процесса в камере сгорания в каждом отдельном случае необходим анализ существующей схемы двигателя с возможными конструктивными изменениями, так как универсальных эффективных средств нет.

В ряде случаев возможно повышение этого предела изменением частоты вращения ротора ТНА для исключения совпадения опасной акустической частоты камеры сгорания с частотой "мерцания" лопаток. В некоторых случаях предел устойчивости можно повысить установкой демпферов или дополнительных гидравлических дросселирующих устройств в магистралях подачи топлива, что требует усложнения конструкции или дополнительного запаса давления в магистралях за насосами. Известны случаи появления пульсаций давления, связанные с упругостью полостей форсуночной головкой. Прогиб огневого днища из-за недостаточной его жесткости может привести к возникновению пульсаций в камере. Введение силовых связей между средним и наружными днищами головки позволило исключ-

чить неустойчивость рабочего процесса в камере. Это можно объяснить тем, что прогиб головки приводит к изменению объема полосей и, соответственно, влияет на проводимость системы подачи аналогично влиянию пузырьков газа в потоке жидкости [1], когда выделения газа при прохождении одного из компонентов топлива через клапан изолируют форсуночную головку от системы питания и вызывают колебательный режим горения.

Аналогично возможно появление пульсаций давления в камере ЖРД, связанных с возникновением нестационарных явлений в охлаждающем тракте камеры горения. Непосредственная связь охлаждающего тракта с системой распыла компонентов и с процессом горения в камере создает благоприятные условия для прохождения возникающих в охлаждающем тракте пульсаций давления в камеру горения. При этом форсунки являются своего рода фильтром, т. е. обладают избирательной способностью относительно частоты колебаний. При течении по охлаждающему тракту компонент соприкасается с участками, нагретыми выше температуры фазовых превращений. На этих участках образуется двухфазная газожидкостная смесь, которая подвергается воздействию случайных возмущений давления. При наложении возмущающего давления объем газового образования уменьшается в большей степени, чем объем жидкости. При этом происходит уменьшение длины и толщины газового слоя, что приводит к уменьшению термического сопротивления на этом участке и обуславливает усиление теплоотвода от газа в жидкость.

Сокращение длины газового слоя дает различный эффект в зависимости от того, к какой (нагретой или холодной) стенке этот слой прилегает. В первом случае в равной степени уменьшаются поверхности контакта газа со стенкой и с жидкостью, т. е. условия теплоотвода в целом не меняются. Во втором случае умень-

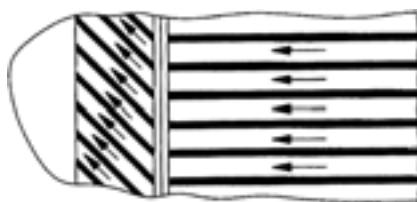


Рис. 2. Расположение каналов переходного кольца и рубашки охлаждения камеры горения

шается только отвод теплоты в жидкость. Так как теплота извне не подводится, то изменение теплоотвода от газа в жидкость приводит к образованию переменной составляющей давления в системе охлаждающего тракта, что является возможной причиной возникновения колебаний. Частота и амплитуда колебаний давления жидкости зависят от её скорости, размеров каналов и величин тепловых потоков. Колебания давления жидкости в тракте охлаждения с большими амплитудой и частотой в сочетании с высокой температурой огневой стенки камеры кроме опасности возбуждения ВЧ неустойчивости рабочего процесса создают опасность теплового и механического разрушения стенок камеры горения. При выбранных параметрах рабочего процесса в камере горения ЖРД и определенном конструктивном оформлении охлаждающего тракта наиболее неблагоприятным является сочетание максимальной температуры охлаждающего компонента на входе и минимальных давления и скорости охлаждающего компонента в рубашке охлаждения. Это соответствует работе двигателя при минимальном давлении $p_{k\min}$ в камере и максимальном соотношении компонентов топлива. Варьируя углом нарезки рубашки охлаждения, площадью проходного сечения каналов, т. е. скоростью охладителя и гидравлическими характеристиками тракта, и др., можно предотвратить возникновение колебаний давления охладителя. В качестве профилактики практикуется установка на выходе из рубашки охлаждения переходного кольца с другой

(отличной от рубашки) ориентацией проходных каналов (рис. 2), ликвидирующую наличие обратной связи между системой смесеобразования и охлаждающим трактом камеры горения.

В заключение напомним, что в ряде конкретных случаев [1—4] удавалось в известной степени устранять ВЧ неустойчивость горения, изменяя процесс смесеобразования. Например, для конкретных камер горения обоснованно (с точки зрения демпфирования акустических колебаний наиболее опасной моды) были выбраны и расположены на смесительной головке форсунки определенного типа и конструкции. В некоторых случаях полости газовых форсунок выполняли в виде резонансных акустических поглотителей, настроенных на нужную частоту.

Выходы

1. Учет динамических свойств форсунок, а также особенностей их размещения на смесительной головке обеспечивает необходимый запас устойчивости рабочего процесса в камерах горения современных ЖРД.

2. Устойчивость рабочего процесса в камерах горения ЖРД различного назначения должна обеспечиваться на этапе проектирования. В этом случае потребуется минимальная дорогостоящая экспериментальная доводка конструкции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Неустойчивость горения в ЖРД / Под ред. Д. Т. Харрье и Ф. Г. Рирдана. М.: Мир, 1975. 870 с.

2. Натализон М. С. Неустойчивость горения. М.: Машиностроение, 1986. 248 с.

3. Рабочие процессы в жидкостном ракетном двигателе и их моделирование / Е. В. Лебединский, Г. П. Калмыков, С. В. Мосолов и др. Под ред. А. С. Коротеева. М.: Машиностроение, 2008. 237 с.

4. Сухов В. А., Чучеров А. И. Стендовые огневые испытания ЖРД. М.: Машиностроение, 1971. 542 с.

Ю. А. МЕДВЕДЕВ, канд. техн. наук, В. В. МОРОЗОВ, д-р техн. наук, **В. П. КУЗНЕЦОВ**, канд. техн. наук
(Владимирский ГУ), e-mail: medvedev@vladggu.ru

Анализ результатов исследования динамических свойств многодвигательных электрогидравлических приводов

Экспериментально исследованы динамические характеристики двухдвигательного электрогидравлического привода динамического моделирующего стенда. Получены осциллограммы единичного и двухдвигательного приводов, построены их амплитудно-фазовые, логарифмические амплитудные и фазовые частотные характеристики при различных токах управления. Проанализированы экспериментальные переходные процессы и частотные характеристики.

Ключевые слова: электрогидравлические приводы, проектирование.

The dynamic characteristics of twin-engine electro-hydraulic drive of the dynamic modeling test bench have been investigated experimentally. The waveforms of a single and twin-engine drive were obtained, and their amplitude-phase, log amplitude and phase frequency characteristics at different control currents have been built. Experimental transient processes and frequency responses have been analyzed.

Keywords: electro-hydraulic drives, design.

При экспериментальном исследовании динамических характеристик многодвигательных электрогидравлических приводов (МДЭГП) используют, как правило, частотный метод как наиболее разработанный метод анализа и синтеза систем автоматического управления, основанный на реакции системы на периодические входные воздействия [1–10].

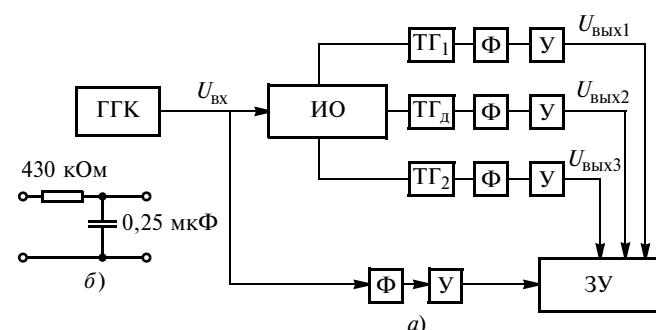


Рис. 1. Блок-схема устройства для экспериментального определения характеристик (а) и схема RC -фильтра (б):
ГГК — генератор гармонических колебаний НГПК-3М; TГ_1 , TГ_2 — тахогенераторы ТПГ-1; $\text{TГ}_{\text{д}}$ — тахогенератор ТД-103; Φ — RC -фильтр; Y — усилитель; ИО — исследуемый объект (двухдвигательный гидропривод); ЗУ — записывающее устройство (шлейфовый осциллограф Н115)

Все осциллограммы процессов в МДЭГП, приведенные в статье, получены с помощью шлейфового осциллографа и низкочастотного генератора периодических колебаний НГПК-3М. Блок-схема устройства для определения характеристик представлена на рис. 1. В качестве входного сигнала использовали гармонический сигнал с НГПК-3М, а в качестве выходных сигналов — напряжения с тахогенераторов ТПГ-1 и ТД-103, установленных соответственно на валу гидродвигателя и нагрузки. Ток управления измеряли в обмотках электромеханических преобразователей (ЭМП).

Определение и анализ экспериментальных частотных и переходных характеристик

На рис. 2—4 представлены осциллограммы приводов 1, 2 и двухдвигательного привода, полученные при токах управления ЭМП 5, 15, 25 мА и частотах 2, 10, 20 Гц. Введены обозначения: I_y и I_1 , I_2 — токи управления в обмотках ЭМП соответственно единичных приводов 1, 2 и объединенных приводов 1 и 2 двухдвигательного привода; $U_{\text{вх}}, f$ — напряжение и частота входного сигнала привода; $A(\omega)$ и $\Psi(\omega)$ — амплитуда и фаза выходного сигнала привода; Ω — частота вращения однодвигательного привода; Ω_{d1} , Ω_{d2} и Ω_h — частоты вращения валов гидродвигателей 1, 2 и нагрузки двухдвигательного привода соответственно. По осциллограммам можно судить о форме выходных сигналов, их запаздывании по фазе ($\Delta\Psi$) и уменьшении их амплитуд (ΔA).

Осциллограммы двухдвигательного привода снимали при одинаковых и разных токах управления единичных приводов. Из осциллограмм, полученных при $I_1 \neq I_2$ (см. рис. 4, *к*—*п*), видно, что увеличение тока управления привода 2 заметнее улучшает динамические свойства двухдвигательного привода, чем подобное же изменение тока управления привода 1. Кроме того, видно, что форма выходных сигналов отличается от гармонической, а с увеличением тока управления и частоты входных сигналов увеличиваются запаздывание по фазе и искажения выходной величины по амплитуде. По результатам обработки полученных осциллограмм были построены логарифмические амплитудные

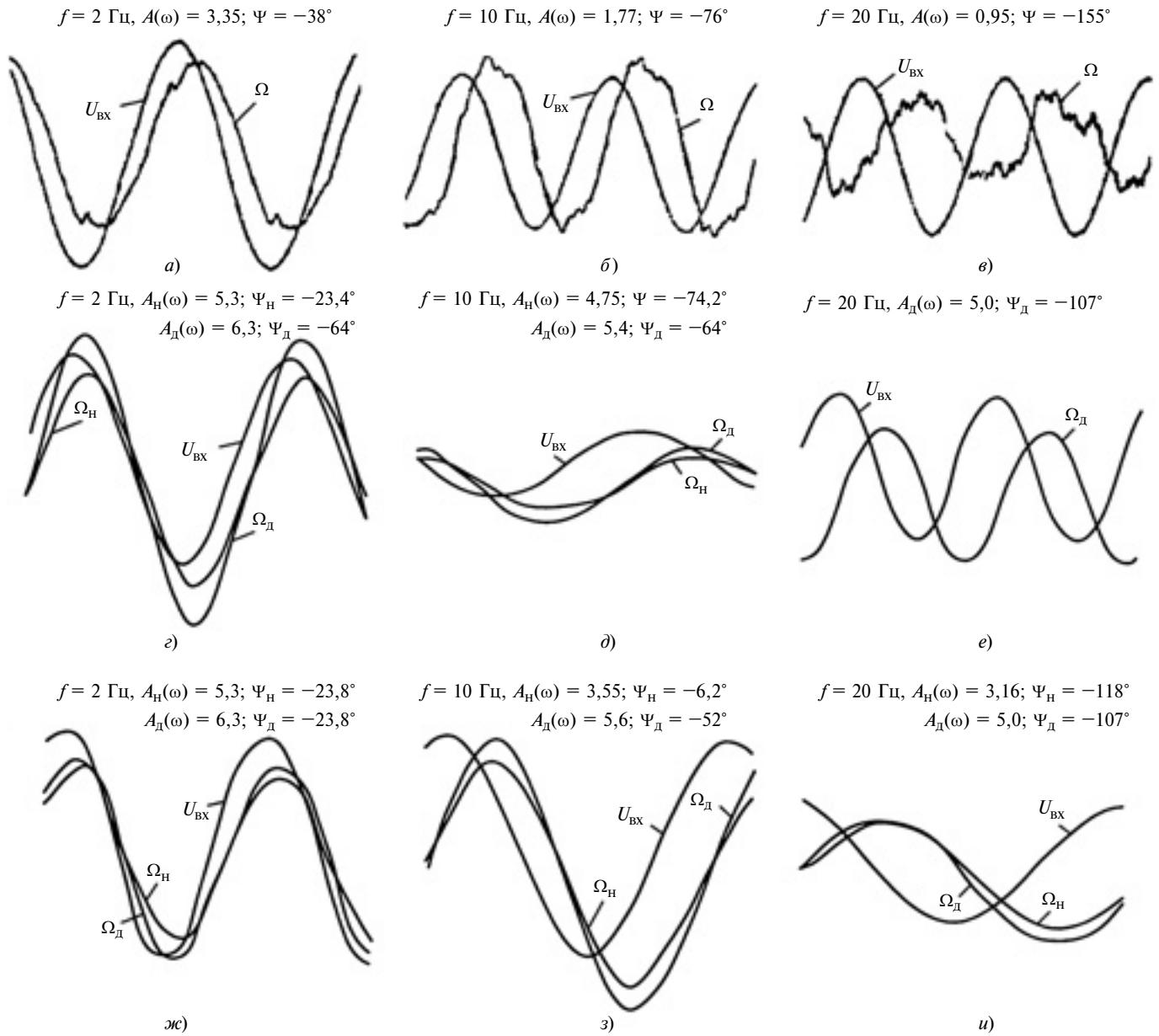


Рис. 2. Осциллограммы единичного гидропривода 1 при $I_y = 5$ (а—в), 15 (г—е), 25 мА (ж—и)

(ЛАЧХ) и фазовые частотные характеристики (ЛФЧХ) единичных и двухдвигательного приводов.

На рис. 5 представлены ЛАЧХ и ЛФЧХ единичных приводов 1 и 2. Зависимость характеристик от амплитуды входного сигнала (ток управления) указывает на наличие нелинейностей в приводах. Сравнительный анализ характеристик приводов 1 и 2, снятых на одинаковых режимах, показывает, что привод 1 имеет больший коэффициент усиления, чем привод 2; частота среза привода 1 больше, чем привода 2, особенно при малых сигналах управления ($5 \div 10$ мА), а фазовое запаздывание привода 2 несколько меньше, чем привода 1. С увеличением амплитуды входного сигнала частота среза увели-

чивается на обоих приводах. Из сравнения ЛАЧХ и ЛФЧХ видно, что привод 1 имеет лучшие динамические свойства, чем привод 2 (большую частоту среза и запасы устойчивости по модулю и по фазе при одних и тех же сигналах управления).

На рис. 6 показаны ЛАЧХ и ЛФЧХ приводов 1 и 2 при $I_y = 15$ мА, где L_h , Ψ_h — амплитуда и фаза характеристик по частоте вращения нагрузки, а L_d , Ψ_d — амплитуда и фаза характеристик по частоте вращения вала гидродвигателя. ЛАЧХ и ЛФЧХ механических передач со стороны приводов 1 и 2 построены путем графического вычитания модулей и фаз характеристик L_d , Ψ_d и характеристик L_h , Ψ_h . Анализ характеристик показал, что механическая

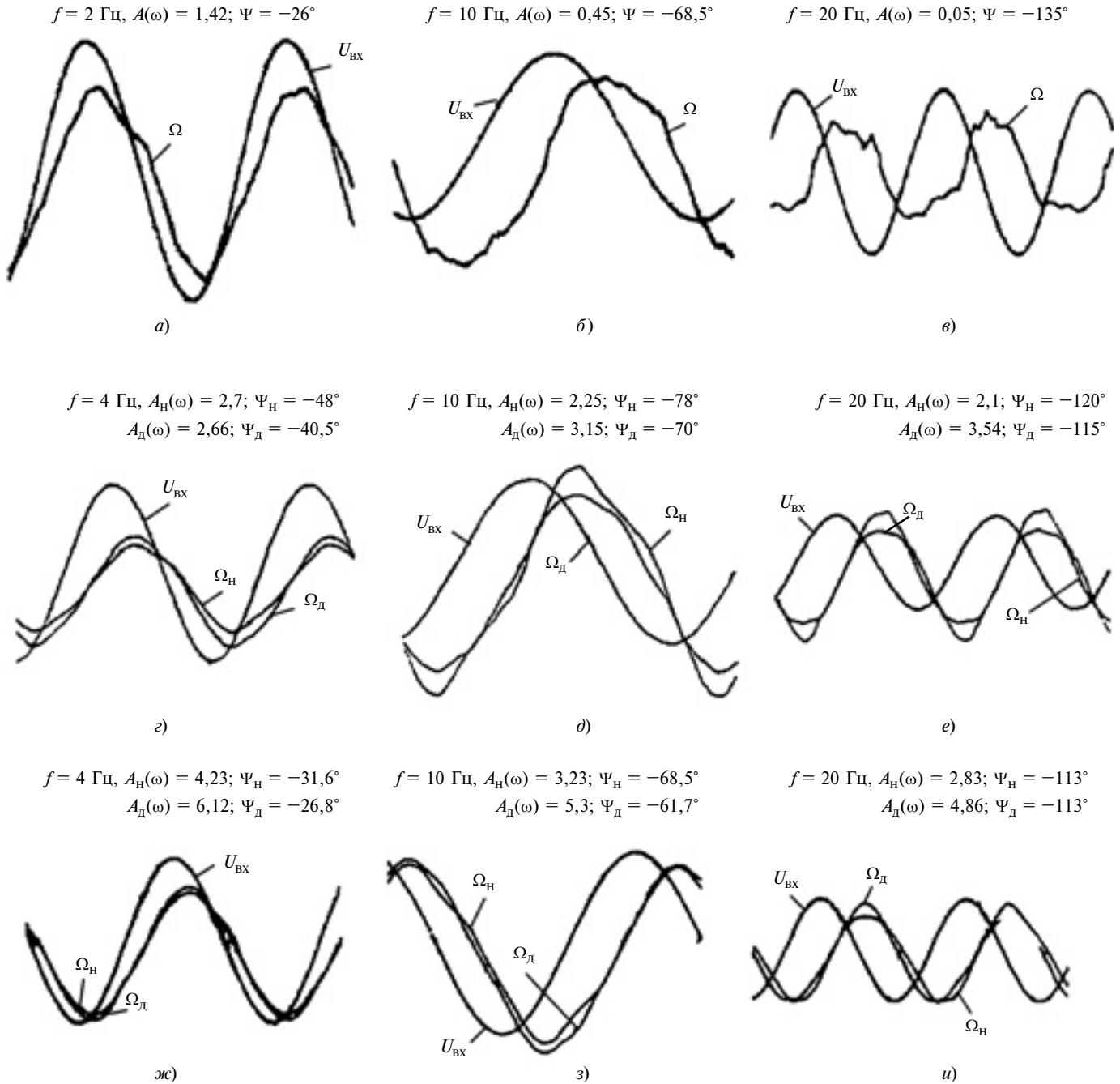


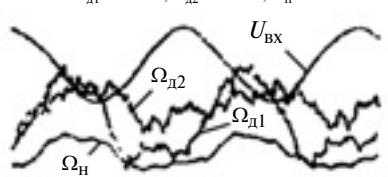
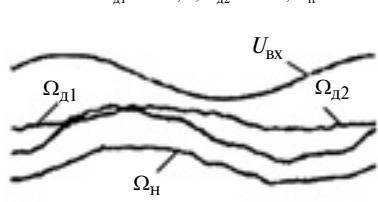
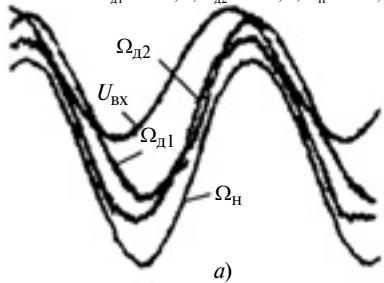
Рис. 3. Осциллограммы единичного гидропривода 2 при $I_y = 5$ (а–е), 15 (е–и), 25 мА (ж–и)

передача между двигателем и нагрузкой существенно уменьшает амплитуду выходного сигнала по частоте вращения нагрузки, причем со стороны привода 2 сильнее, чем со стороны привода 1, т. е. что влияние упругой механической передачи на динамические свойства привода с увеличением амплитуды и частоты входного сигнала возрастает. Хотя расчетные значения собственных частот колебаний рамки стенда составляют 69 и 485 Гц, при проведении эксперимента наблюдались резонансные явления на частотах 16 и 24 Гц, что можно объ-

яснить более низкими собственными частотами отдельных элементов приводов (зубчатых колес редукторов, корпусных деталей и пр.).

На рис. 7 и 8, а, б представлены ЛАФЧХ двухдвигательных электрогидроприводов (ЭГП). Анализ характеристик показал, что при токах управления $I_{y1} = I_{y2} = 5$ мА динамические свойства двухдвигательного привода хуже, чем привода 1, т. е. при жестком соединении гидроприводов 1 и 2 наблюдается влияние привода 2. При малых токах управления (до 10 мА) характеристики существен-

$f = 2 \Gamma\mu$, $A_{\text{d}1}(\omega) = 2,82$; $A_{\text{d}2}(\omega) = 2,25$; $A_{\text{h}}(\omega) = 1,52$ $f = 10 \Gamma\mu$, $A_{\text{d}1}(\omega) = 2,4$; $A_{\text{d}2}(\omega) = 0,96$; $A_{\text{h}}(\omega) = 0,86$ $f = 20 \Gamma\mu$, $A_{\text{d}1}(\omega) = 1,43$; $A_{\text{d}2}(\omega) = 0,26$; $A_{\text{h}}(\omega) = 0,52$
 $\Psi_{\text{d}1} = -48,7^\circ$; $\Psi_{\text{d}2} = -24,4^\circ$; $\Psi_{\text{h}} = -34,1^\circ$ $\Psi_{\text{d}1} = -88,4^\circ$; $\Psi_{\text{d}2} = -68^\circ$; $\Psi_{\text{h}} = -85^\circ$ $\Psi_{\text{d}1} = -168^\circ$; $\Psi_{\text{d}2} = -142^\circ$; $\Psi_{\text{h}} = -135^\circ$



a)

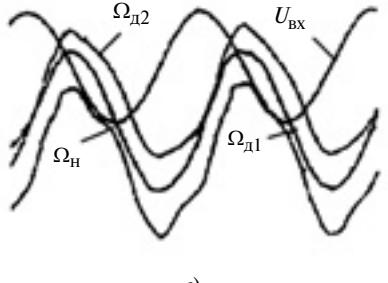
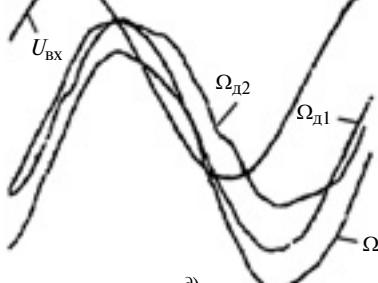
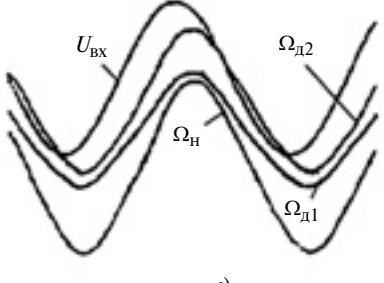
b)

c)

$f = 2 \Gamma\mu$, $A_{\text{d}1}(\omega) = 5,5$; $A_{\text{d}2}(\omega) = 5,3$; $A_{\text{h}}(\omega) = 3,3$
 $\Psi_{\text{d}1} = -29,2^\circ$; $\Psi_{\text{d}2} = -34^\circ$; $\Psi_{\text{h}} = -29,2^\circ$

$f = 10 \Gamma\mu$, $A_{\text{d}1}(\omega) = 5,7$; $A_{\text{d}2}(\omega) = 5,7$; $A_{\text{h}}(\omega) = 2,9$
 $\Psi_{\text{d}1} = -47,6^\circ$; $\Psi_{\text{d}2} = -69,6^\circ$; $\Psi_{\text{h}} = -61,1^\circ$

$f = 20 \Gamma\mu$, $A_{\text{d}1}(\omega) = 6,3$; $A_{\text{d}2}(\omega) = 5,15$; $A_{\text{h}}(\omega) = 3,2$
 $\Psi_{\text{d}1} = -85^\circ$; $\Psi_{\text{d}2} = -105^\circ$; $\Psi_{\text{h}} = -101^\circ$



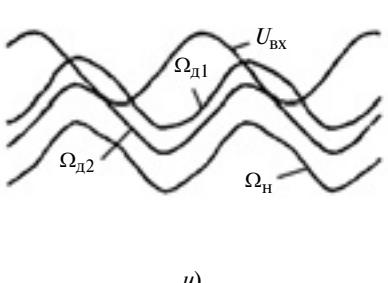
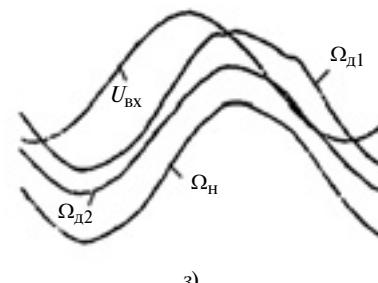
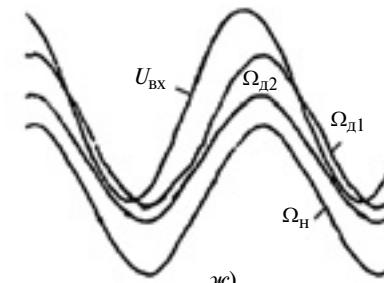
d)

e)

$f = 2 \Gamma\mu$, $A_{\text{d}1}(\omega) = 6,56$; $A_{\text{d}2}(\omega) = 6,35$; $A_{\text{h}}(\omega) = 4,25$
 $\Psi_{\text{d}1} = -24,3^\circ$; $\Psi_{\text{d}2} = -29,2^\circ$; $\Psi_{\text{h}} = -26,7^\circ$

$f = 10 \Gamma\mu$, $A_{\text{d}1}(\omega) = 5,93$; $A_{\text{d}2}(\omega) = 5,28$; $A_{\text{h}}(\omega) = 3,62$
 $\Psi_{\text{d}1} = -57,5^\circ$; $\Psi_{\text{d}2} = -63^\circ$; $\Psi_{\text{h}} = -61,1^\circ$

$f = 20 \Gamma\mu$, $A_{\text{d}1}(\omega) = 6,26$; $A_{\text{d}2}(\omega) = 4,84$; $A_{\text{h}}(\omega) = 3,39$
 $\Psi_{\text{d}1} = -98^\circ$; $\Psi_{\text{d}2} = -111^\circ$; $\Psi_{\text{h}} = -104^\circ$



g)

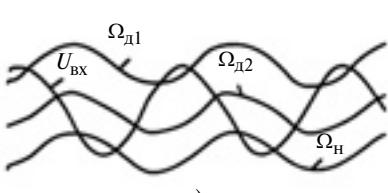
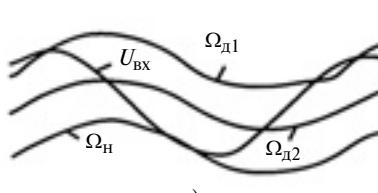
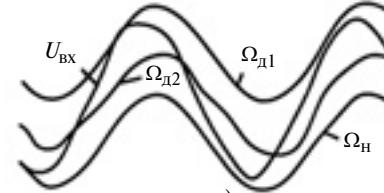
h)

i)

$f = 2 \Gamma\mu$, $A_{\text{d}1}(\omega) = 5,5$; $A_{\text{d}2}(\omega) = 5,05$; $A_{\text{h}}(\omega) = 3,38$
 $\Psi_{\text{d}1} = -26^\circ$; $\Psi_{\text{d}2} = -26^\circ$; $\Psi_{\text{h}} = -26^\circ$

$f = 10 \Gamma\mu$, $A_{\text{d}1}(\omega) = 4,44$; $A_{\text{d}2}(\omega) = 3,95$; $A_{\text{h}}(\omega) = 2,56$
 $\Psi_{\text{d}1} = -61^\circ$; $\Psi_{\text{d}2} = -66^\circ$; $\Psi_{\text{h}} = -61^\circ$

$f = 20 \Gamma\mu$, $A_{\text{d}1}(\omega) = 3,6$; $A_{\text{d}2}(\omega) = 2,8$; $A_{\text{h}}(\omega) = 2,0$
 $\Psi_{\text{d}1} = -113^\circ$; $\Psi_{\text{d}2} = -117^\circ$; $\Psi_{\text{h}} = -120^\circ$



j)

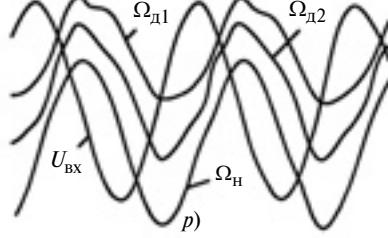
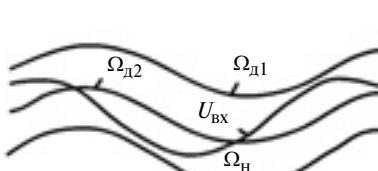
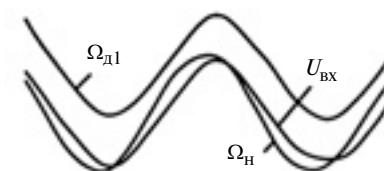
k)

l)

$f = 2 \Gamma\mu$, $A_{\text{d}1}(\omega) = 7,15$; $A_{\text{h}}(\omega) = 4,86$
 $\Psi_{\text{d}1} = -23,5^\circ$; $\Psi_{\text{h}} = -18,3^\circ$

$f = 10 \Gamma\mu$, $A_{\text{d}1}(\omega) = 6,67$; $A_{\text{d}2}(\omega) = 4,85$; $A_{\text{h}}(\omega) = 3,77$
 $\Psi_{\text{d}1} = -52,3^\circ$; $\Psi_{\text{d}2} = -64,5^\circ$; $\Psi_{\text{h}} = -59,4^\circ$

$f = 20 \Gamma\mu$, $A_{\text{d}1}(\omega) = 7,9$; $A_{\text{d}2}(\omega) = 4,7$; $A_{\text{h}}(\omega) = 3,59$
 $\Psi_{\text{d}1} = -96,7^\circ$; $\Psi_{\text{d}2} = -118^\circ$; $\Psi_{\text{h}} = -111^\circ$



m)

n)

o)

Рис. 4. Осциллографмы двухдвигательного гидропривода при $I_1 = I_2 = 5$ (a–e), 15 (g–e), 25 мА (ж–u); $I_1 = 15$ мА, $I_2 = 20$ мА (к–м); $I_1 = 20$ мА, $I_2 = 15$ мА (н–п)

но зависят от амплитуды входного сигнала, а при токах $15 \div 25$ мА эта зависимость уменьшается. Наилучшая частотная характеристика получается при $I_{y1} = I_{y2} = 15$ мА (см. рис. 8, б), что соответствует работе привода на линейном участке скоростной характеристики. Таким образом, влияние упругих механических передач в двухдвигательном

приводе оказывается на характеристиках незначительно по сравнению с их влиянием в однодвигательных приводах.

На рис. 9 и 10 представлены экспериментальные амплитудно-фазовые характеристики (АФХ) (годографы) гидроприводов, полученные при различных токах управления по разным выходным

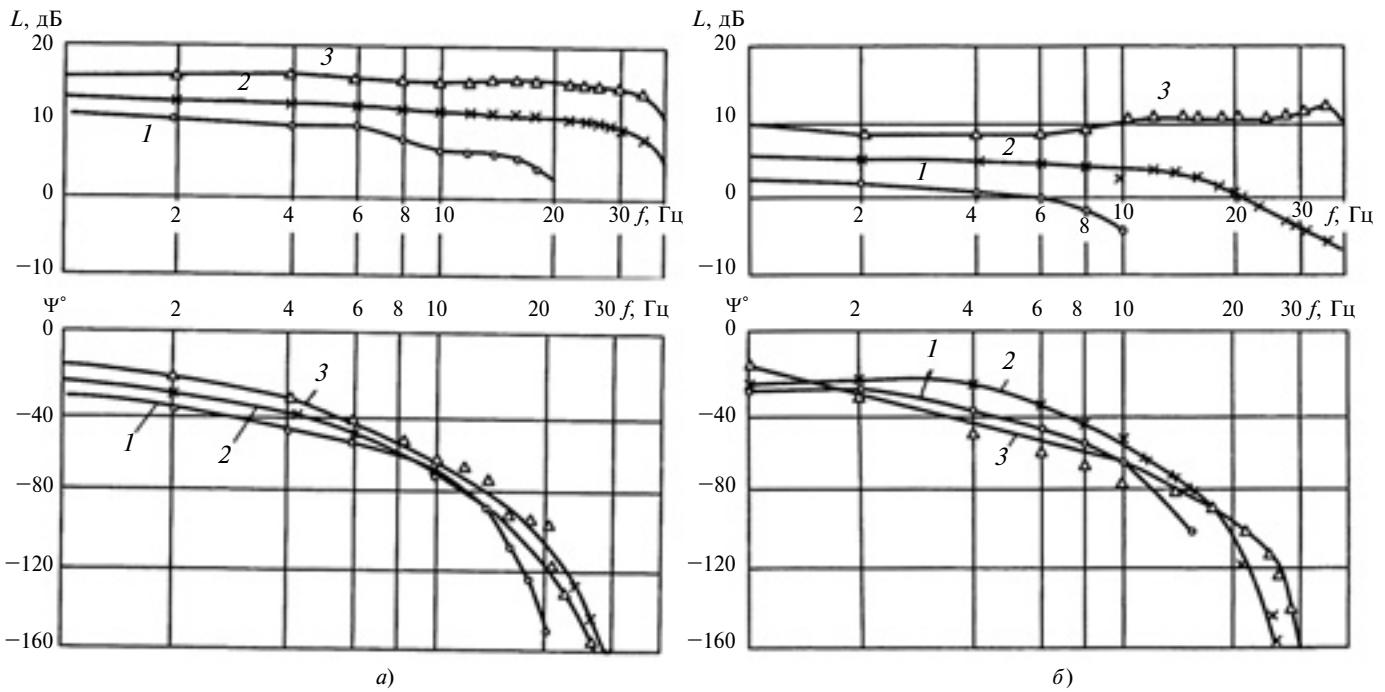


Рис. 5. ЛАЧХ (L) и ЛФЧХ (ψ) гидроприводов 1 (а) и 2 (б) при токах управления 5 (1), 10 (2), 15 мА (3)

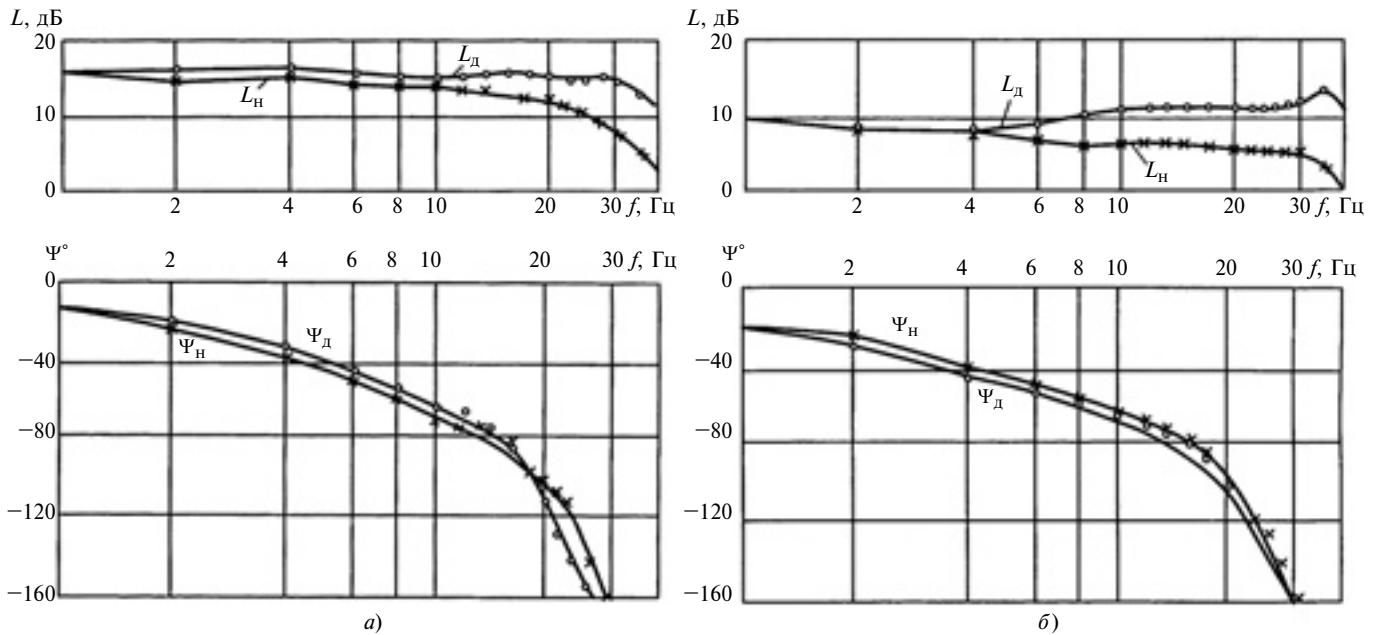


Рис. 6. ЛАЧХ и ЛФЧХ гидропривода 1 (а) и 2 (б) по частоте вращения нагрузки (L_H, Ψ_H) и вала гидродвигателя (L_D, Ψ_D) при $I_y = 15$ мА

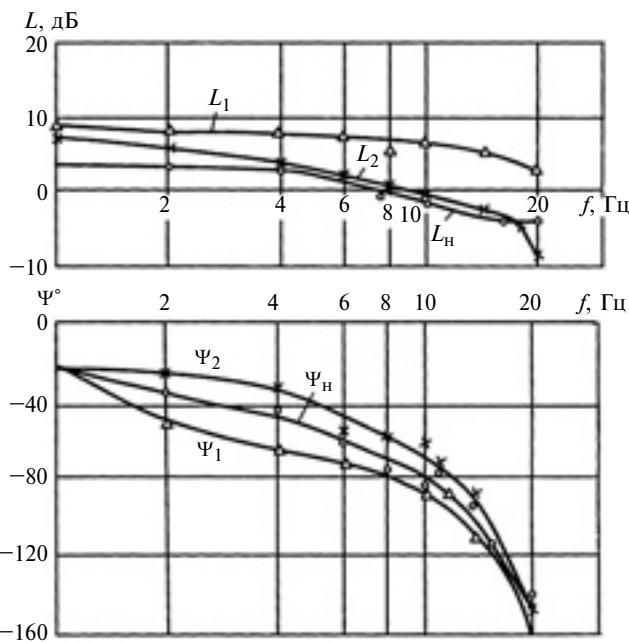


Рис. 7. ЛАЧХ и ЛФЧХ двухдвигательного ЭГП при $I_{y1} = I_{y2} = 5$ мА по частоте вращения гидродвигателей 1 (L_1, Ψ_1), 2 (L_2, Ψ_2) и нагрузки привода (L_H, Ψ_H)

координатам (частотам вращения вала гидродвигателя и нагрузки). Сравнительный анализ годографов АФХ показал их заметное различие по модулю и фазе при одинаковых частотах и зависимость формы годографов АФХ от значений входных сигналов и свойств механических передач приводов (например зазоров в передачах и жесткостей).

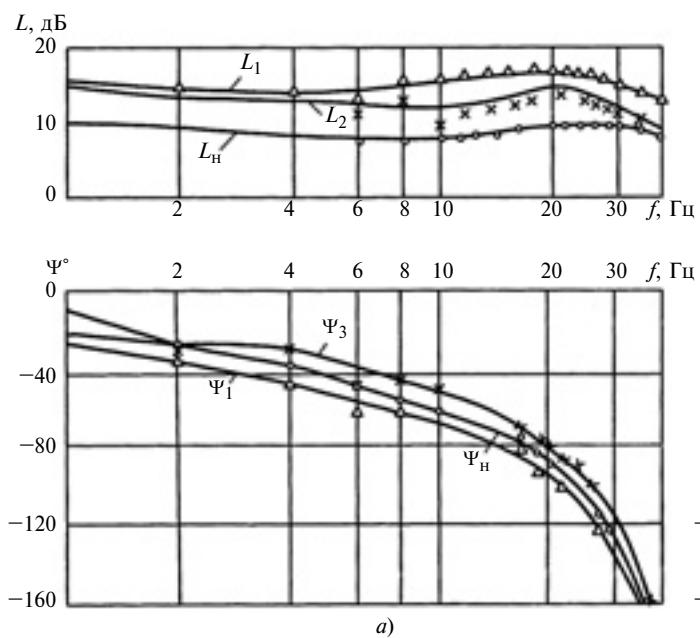
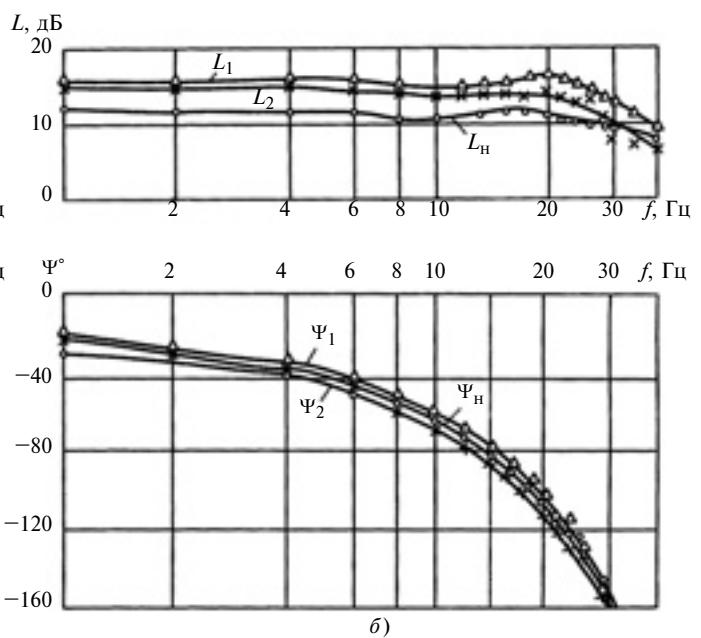


Рис. 8. ЛАЧХ и ЛФЧХ двухдвигательного ЭГП при $I_{y1} = I_{y2} = 5$ мА (а) и $I_{y1} = I_{y2} = 15$ мА (б)

На рис. 11 согласно блок-схеме (см. рис. 1) получены экспериментальные переходные процессы, осциллограммы которых приведены на рис. 12, где $U_{\text{вх}}$ — напряжение ступенчатого входного сигнала; I_{y1}, I_{y2}, I_y — токи управления в обмотках ЭМП соответственно единичных 1 и 2 и двухдвигательного приводов; $\Omega_{d1}, \Omega_{d2}, \Omega_d, \Omega_H$ — частоты вращения соответствующих гидродвигателей и нагрузки приводов; $\Delta p_1, \Delta p_2, \Delta p_3, \Sigma \Delta p$ — перепады давлений на гидродвигателях приводов 1 и 2 и двухдвигательного привода. Переходные процессы получены в режимах пуска, разгона и торможения.

Анализ осциллограмм показал, что характер протекания переходных процессов в двухдвигательном приводе отличается от процессов в однодвигательных приводах. Давления на гидродвигателях в двухдвигательном приводе при пуске и торможении изменяются более плавно, чем в однодвигательном. В переходном процессе наблюдаются заметные колебания частот вращения валов гидродвигателей в двухдвигательном приводе, в однодвигательном приводе эти колебания незначительны. Характерной особенностью приводов является запаздывание изменения выходных координат при ступенчатом входном воздействии. При пуске запаздывание начала движения обоих единичных приводов больше, чем запаздывание в процессе движения (разгона), что объясняется трением покоя. Составляющая нагрузки — трение увеличивает запаздывание при пуске, разгоне и уменьшает его при торможении. Экспериментом установлено, что при торможении запаздывание практически не за-



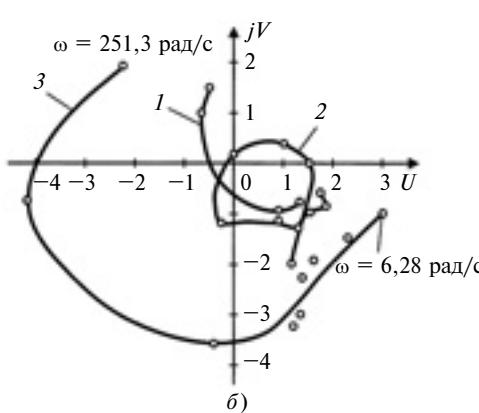
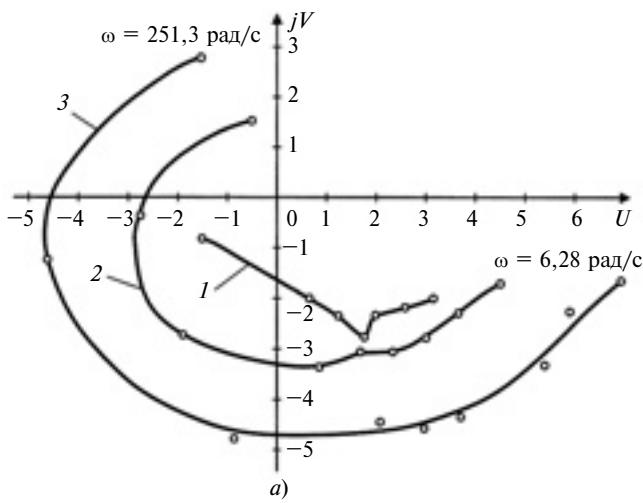


Рис. 9. АФХ гидроприводов 1 (а) и 2 (б) при токах управления 5 (1), 10 (2), 15 мА (3)

висит от значения входного сигнала и составляет для однодвигательного привода 20÷25 мс, а для двухдвигательного — 22÷24 мс. Постоянная времени, определенная по реакции привода на ступенчатое задающее воздействие, составляет для однодвигательного гидропривода 14 мс, для двухдвигательного — 8 мс.

Таким образом, экспериментальные исследования частотных и переходных характеристик предложенного двухдвигательного электрогидравлического привода [11] показали, что его частотные характеристики зависят от амплитуды входного сигнала, т. е. привод является нелинейным; характеристики объединяемых единичных однотипных приводов различаются вследствие случайного разброса параметров элементов, причем динамические свойства привода 1 лучше, чем привода 2, что объясняется в данном случае лучшими статическими характеристиками привода 1; ухудшение динамических свойств двухдвигательного привода наиболее сильно проявляется при малых значениях сигнала управления; двухдвигательный привод имеет наилучшие динамические свойства,

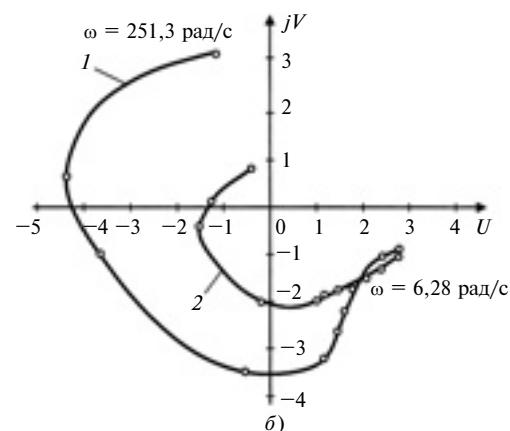
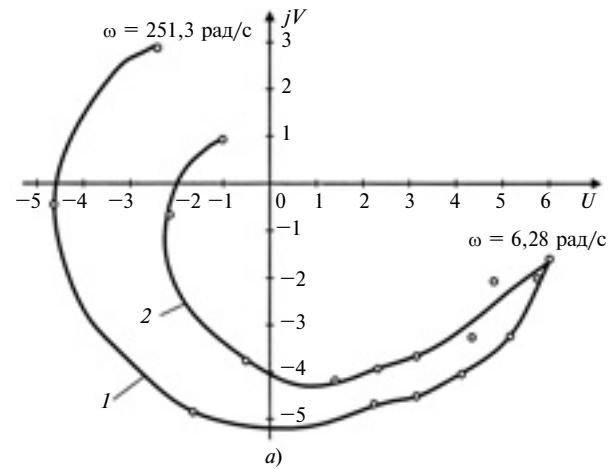


Рис. 10. АФХ гидроприводов 1 (а) и 2 (б) при $I_y = 15$ мА по частоте вращения вала гидродвигателя (1) и нагрузки (2)

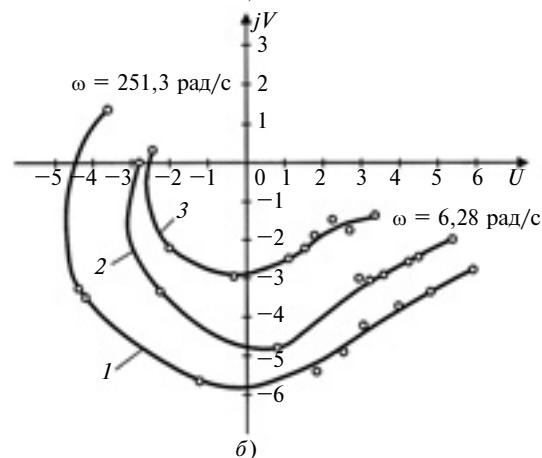
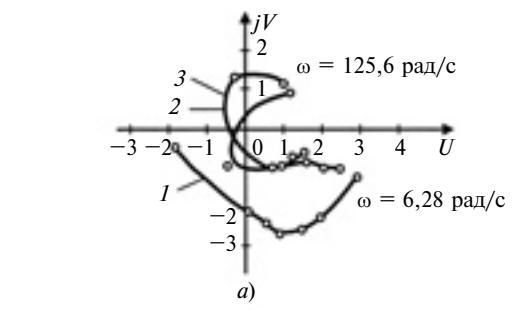


Рис. 11. АФХ приводов двухдвигательного ЭГП по частоте вращения объединенных приводов 1 (1) и 2 (2) и нагрузки (3) при $I_y = 5$ (а) и 15 мА (б)

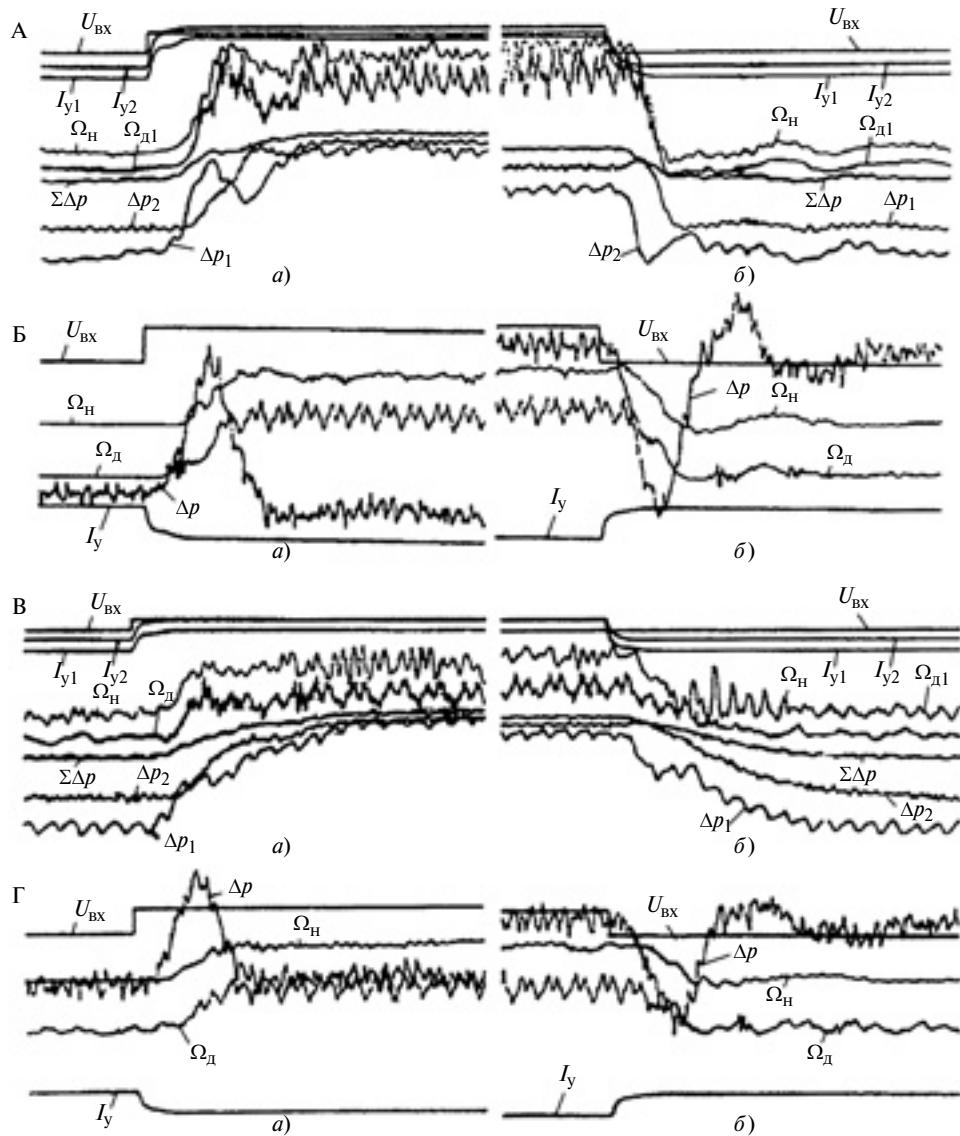


Рис. 12. Осциллограммы переходных процессов гидроприводов:

А, Б — двухдвигательного и однодвигательного (а — пуск, $I_y = 0 \div 15$ мА; б — торможение); В, Г — двухдвигательного и однодвигательного (а — разгон, $I_y = 5 \div 10$ мА; б — торможение)

если частотные характеристики объединяемых единичных гидроприводов одинаковы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Балакирев В. С., Дудников Е. Г., Цирлин А. М. Экспериментальное определение динамических характеристик промышленных объектов управления. М.: Энергия, 1967. 368 с.
2. Вавилов А. А., Солодовников А. И. Экспериментальное определение частотных характеристик автоматических систем. М.-Л.: ГЭИ, 1963. 296 с.
3. Власов-Власюк О. Б. Экспериментальные методы в автоматике. М.: Машиностроение, 1969. 312 с.
4. Экспериментальное исследование судовых автоматических систем (определение параметров) / Г. Л. Рабкин, Н. Я. Чередниченко, В. Л. Черников и др. Л.: Судостроение, 1966. 324 с.
5. Морозовский В. В. Многосвязные системы автоматического управления. М.: Энергия, 1970. 356 с.

6. Осмоловский П. Ф. Итерационные многоканальные системы автоматического управления. М.: Советское радио, 1969. 376 с.

7. Основные данные авиационных и космических пилотажных стендов. М.: ЦАГИ, ОНТИ, 1971. 296 с.

8. Медведев Ю. А., Кузнецов В. П. Исследование компоновок многодвигательных электрогидравлических приводов // Библиогр. указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 116-В 2010). 2010. № 4. Б/о 38. 10 с.

9. Медведев Ю. А., Кузнецов В. П. Динамика многодвигательных электрогидравлических приводов систем автоматического управления // Библиогр. указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" № 184-В 2010). 2010. № 6. Б/о 38. 38 с.

10. Медведев Ю. А., Кузнецов В. П. Исследование динамических свойств многодвигательного электрогидравлического привода // Библиогр. указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 277-В 2010). 2010. № 7. Б/о 40. 22 с.

11. А. с. 877159 СССР: МКИ³ F15 В 11/22. Двухдвигательный привод.

А. П. СЕРГИЕВ, д-р техн. наук, В. А. АЧКАСОВ (СТИ МИСиС, г. Старый Оскол), А. С. ДОЛГИХ (ООО "ДАЛЛАО Проект"), А. И. ЕСЬКОВ (ООО "Манак-авто", г. Старый Оскол), e-mail: dolgih_as@mail.ru

Основы расчета и проектирования упругих элементов виброустановок

Представлены результаты макетирования пространственной системы, реализующей колебания по закону конического маятника, предложен расчет упругих элементов, обеспечивающих устойчивые колебания системы.

Ключевые слова: маятниковые виброустановки, амортизаторы, расчет, упругие элементы.

The prototyping results of a space system realizing the vibrations under a conical pendulum law are presented. Calculation of the elastic elements ensuring sustained oscillations of the system has been proposed.

Keywords: pendulum vibro-facilities, shock absorbers, calculation, elastic elements.

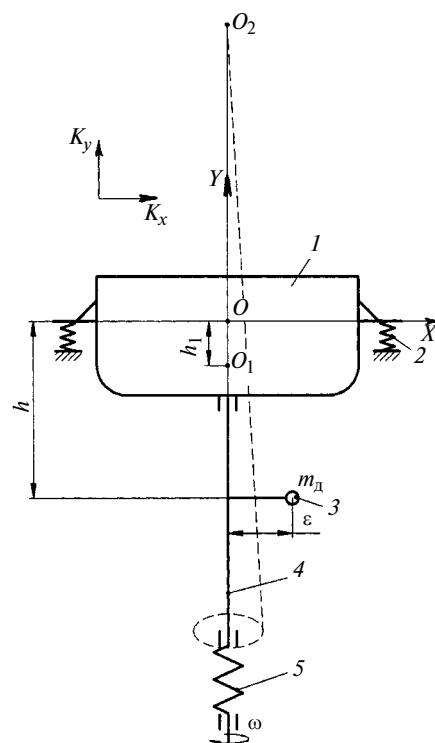
Пространственные маятниковые виброустановки (рисунок) эффективны при отделочно-зачистной обработке мелких деталей. Наиболее перспективное направление совершенствования пространственных маятниковых виброустановок, реализующих колебания по закону конического маятника, — использование гибких связей в системе упругого подвеса, позволяющее интенсифицировать обработку и устранить негативное влияние гирокинетического момента на динамику виброустановки.

Исследование модели пространственной маятниковой вибромашины [1] показало, что для реализации колебаний по закону конического маятника необходимо следующее соотношение по перечной и продольной жесткостям пружины:

$$K_y = 2K_x. \quad (1)$$

Кроме этого следует обеспечить устойчивость и долговечность пружин при работе виброустановки в зарезонансной зоне. Применяемые сегодня методики расчета пружин [2] не позволяют определить их конструктивные параметры, которые обеспечивали бы одновременное выполнение указанных условий. Поэтому разработка новой методики рас-

чета упругих элементов пространственных маятниковых вибромашин остается актуальной.



Принципиальная схема пространственной маятниковой виброустановки:

1 — рабочий контейнер; 2 — упругий элемент; 3 — дисбалансный вибратор; 4 — вал; 5 — гибкий привод; O — начало системы координат; O_1 — центр масс устройства; O_2 — теоретическая масса подвеса конического маятника; m_d и ϵ — масса и эксцентриситет дисбалансного вибратора; h и h_1 — расстояния от уровня упругого подвеса соответственно до центра масс и до точки приложения возмущающей силы

Собственная частота ω_0 колебаний системы должна быть значительно ниже их рабочей частоты ω_p и обеспечивать работу системы в устойчивой зарезонансной зоне, в которой амплитуда колебаний практически не зависит от их затухания. Согласно работе [3] коэффициент динамичности системы

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega_p}\right)^2}}.$$

При рабочей частоте $\omega_p \geq 5\omega_0$ коэффициент $\beta = 1,02$, т. е. усиление колебаний не превышает 2 %. В работе [4] установлена зависимость коэффициента динамичности от параметров системы: $\beta = \sqrt{m_c K_c} / b$, где m_c — приведенная масса системы; K_c — суммарная жесткость упругих амортизаторов (пружин); b — сопротивление среды. Очевидно, что переход системы через резонансный режим при постоянной массе m_c пройдет тем спокойнее, чем меньше суммарная жесткость K_c упругих амортизаторов (пружин) и больше диссипация, т. е. большее сопротивление b среды.

Собственная частота колеблющейся системы, выраженная через параметры виброустановки,

$$\omega_0 = \sqrt{K_c / m_c}. \quad (2)$$

Приведенную массу системы вычисляют по формуле

$$m_c = m_y + k_{\pi} m_p,$$

где m_y — суммарная масса элементов установки, испытывающих колебания; k_{π} — коэффициент присоединения загрузки ($k_{\pi} = 1$ принимают только для нахождения статической осадки пружин и собственной частоты колебаний системы в дорезонансной зоне>); m_p — масса рабочей загрузки (деталей и наполнителя).

Статическая осадка пружин под действием приведенной массы загрузки

$$\delta_{\text{ст}} = m_c / K_c. \quad (3)$$

Масса m_p рабочей загрузки не должна сильно влиять на величину $\delta_{\text{ст}}$, т. е. она должна быть приблизительно равна массе всех колеблющихся элементов установки: $m_p \leq m_y$.

Если подобрать пружины с жесткостью, отвечающей условию (2), то при $m_y \approx m_p$ условие $\omega_p > 5\omega_0$ будет выполняться как при рабочем, так и при холостом режиме работы, т. е. установка будет работать в устойчивом зондированном режиме, при котором $\beta \approx 1$. Кроме того, от правильного выбора статического прогиба $\delta_{\text{ст},z}$ под действием m_p зависит расположение (размер h на рисунке) вала вибратора в загруженной и незагруженной установке. При значительном прогибе $\delta_{\text{ст},z}$ возможно смыкание витков пружин при работе вибрустановки. В рассматриваемой модели суммарная продольная жесткость K_x пружин складывается из равных жесткостей всех восьми рабочих пружин вибрустановки. Продольная жесткость каждой пружины

$$K_x = K_c / 8, \quad (4)$$

и на одну пружину действует приведенная масса

$$m = m_c / 8. \quad (5)$$

Продольная жесткость винтовой цилиндрической пружины составляет [3]:

$$K_x = \frac{Gd^4}{8iD^3}, \quad (6)$$

где G — модуль сдвига; d — диаметр проволоки; i — число рабочих витков; D — средний диаметр витков.

Для обеспечения минимальной передачи колебаний на основание вибрустановки жесткость пружины должна быть минимальной. Чем большее число вит-

ков имеет пружина, тем меньше ее жесткость. Однако бесконечно уменьшать жесткость пружины, работающей на сжатие, увеличением числа ее витков при заданной колеблющейся массе не удается, так как при некотором числе i_{max} витков пружина теряет устойчивость. Кроме того, при большом числе витков пружина имеет очень широкий спектр собственных частот колебаний, что может привести к появлению паразитных колебаний в рабочем режиме. Правильно выбранная пружина должна иметь достаточный запас устойчивости. Согласно работе [2] пружина сохраняет устойчивость, если ее коэффициент запаса устойчивости удовле-

твляет условию: $\eta = \frac{H_0}{D} \leq 2,5$, где H_0 — высота недеформированной пружины.

Для цилиндрических пружин с круглым сечением проволоки условие устойчивости имеет вид [5]:

$$i_{\text{max}} = 1,13 \frac{4\pi G J_p}{H^2 mg}.$$

Здесь J_p — полярный момент инерции поперечного сечения проволоки; $H = H_0 - \delta_{\text{ст}} = it_0 - \delta_{\text{ст}}$ или

$$H = it \quad (7)$$

— высота пружины в деформированном состоянии, где t_0 и t — шаги соответственно недеформированной и деформированной пружины.

Другим условием устойчивости пружины является ограничение индекса сжатия [6]:

$$C_{\text{п}} = \frac{D}{d} \leq 8. \quad (8)$$

Пружины в рабочем режиме подвергаются предварительному статическому сжатию, поэтому при расчете жесткости в поперечном направлении следует учитывать высоту пружины в деформированном состоянии. Для определения жесткости пружины от-

носительно перемещения в направлении, перпендикулярном к ее оси, воспользуемся приближенной формулой, справедливой при целом числе i витков [5]:

$$K_y = \frac{12 E J_p}{H^3 \chi}, \quad (9)$$

где E — модуль упругости; χ — коэффициент, зависящий от угла α подъема пружины в деформированном состоянии и коэффициента μ Пуассона:

$$\chi = \frac{2 + \mu \cos^2 \alpha}{2 \sin \alpha}. \quad (10)$$

Для обеспечения долговечности пружин в условиях знакопеременной динамической нагрузки целесообразно использовать пружины малой жесткости с числом витков $i = 5 \div 6$, в которых уменьшение жесткости достигается увеличением диаметра пружины [4]. Малая жесткость вызывает значительную статическую осадку пружин ($50 \div 70$ мм) в то время как рабочая амплитуда вынужденных колебаний контейнера редко превышает 5 мм, т. е. деформация пружин под действием динамической нагрузки в $10 \div 15$ раз меньше статического прогиба. Это позволяет при расчете прочности упругих элементов ориентироваться преимущественно на статические нагрузки и обеспечивает практически неограниченную долговечность пружин. Несоблюдение этого условия приводит к поломке пружин в результате усталостного разрушения уже через $100 \div 120$ ч эксплуатации.

Допускаемое напряжение определяется по формуле

$$\tau = 1,2 \frac{8mgD}{\pi d^3} \leq 300 \text{ МПа.} \quad (11)$$

Подставив в формулу (1) формулы (6) и (9) и найденное по формуле (7) значение i (для этого предварительно определим t из выражения $\operatorname{tg} \alpha = \frac{y}{\pi D}$, где α —

угол наклона пружин), и с учетом того, что полярный момент инерции для круглого сечения $J_p = \pi d^4/64$, получим:

$$H = D \sqrt{\frac{3E}{4G\chi \operatorname{tg}\alpha}}. \quad (12)$$

С другой стороны, известно:

$$H = \eta D - \delta_{ct}. \quad (13)$$

Из формулы (3) с учетом формул (4)–(7) и значения $\operatorname{tg}\alpha$ найдем:

$$\delta_{ct} = \frac{8mgHD^3}{\pi Gd^4 \operatorname{tg}\alpha}. \quad (14)$$

Выбрав индекс сжатия C_π пружины и подставив в формулу (14) значения d и H , найденные соответственно по формулам (8) и (12), окончательно получим:

$$\delta_{ct} = \frac{8mgC_\pi^4}{\pi GD\operatorname{tg}\alpha} \sqrt{\frac{0,75E}{G\chi \operatorname{tg}\alpha}}. \quad (15)$$

Тогда с учетом выражений (15) и (12) уравнение (13) примет вид:

$$D \sqrt{\frac{0,75E}{G\chi \operatorname{tg}\alpha}} = \eta D - \frac{8mgC_\pi^4}{\pi GD\operatorname{tg}\alpha} \sqrt{\frac{0,75E}{G\chi \operatorname{tg}\alpha}}. \quad (16)$$

Уравнение (16) представляет собой функцию двух неизвестных — D и α . Найдя эту функцию, можно определить все параметры пружины. Диаметр D пружины определяем из условия (11) прочности, подставив значение d , найденное из условия (8). После подстановки значений D , η и C_π уравнение (16) становится функцией только одной неизвестной α . Для его практического решения необходимы некоторые преобразования и допущения. Так как углы подъема пружин виброустановок незначительны, можно принять: $\sin\alpha = \operatorname{tg}\alpha$; $\cos\alpha = 1$. Тогда выражение (10) примет вид:

$$\chi = \frac{2+\mu}{2\operatorname{tg}\alpha}. \quad (17)$$

Подставив формулу (17) в уравнение (16), получим:

$$D \sqrt{\frac{1,5E}{G(2+\mu)}} = \eta D - \frac{8mgC_\pi^4}{\pi GD\operatorname{tg}\alpha} \sqrt{\frac{1,5E}{G(2+\mu)}}.$$

Отсюда

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{8mgC_\pi^4 \sqrt{\frac{1,5E}{G(2+\mu)}}}{\pi GD^2 \left(\eta - \sqrt{\frac{1,5E}{G(2+\mu)}} \right)}.$$

Определив $\operatorname{tg}\alpha$, найдем $t = \pi Dt\operatorname{tg}\alpha$ и по формулам (17), (13) и (15) последовательно определим параметры пружины χ , H , δ_{ct} , i , H_0 , зная которые, из формулы (7) найдем недостающий параметр t_0 и $\alpha_0 = \arctg \frac{t_0}{\pi D}$.

Приведенная методика расчета упругих элементов вибрационных установок позволяет подобрать размеры винтовых цилиндрических пружин с достаточным коэффициентом устойчивости, оптимальной жесткостью и минимальной передачей колебаний на основание виброустановки.

Рассчитав жесткость упругих элементов рабочих пружин, можно вычислить амплитуду колебаний основания виброустановки, установленного на амортизаторах [5]. Приняв деформацию пружин равной рабочей амплитуде A_p колебаний контейнера, получим силу, действующую через упругие элементы на опорную плиту:

$$F_1 = K_A p. \quad (18)$$

С другой стороны, колебания опорной плиты на амортизаторах создают силу, действующую на амортизаторы:

$$F_2 = Wm_{op} = A_{op}\omega_p^2 m_{op}, \quad (19)$$

где W — виброускорение; m_{op} и A_{op} — соответственно масса и амплитуда колебаний опорной плиты.

Приравняв выражения (18) и (19), получим амплитуду колебаний опорной плиты:

$$A_{op} = \frac{A_p K_c}{m_{op} \omega_p^2}. \quad (20)$$

Из формулы (20) видно, что амплитуда колебаний опорной плиты прямо пропорциональна рабочей амплитуде A_p , суммарной жесткости K_c пружин и обратно пропорциональна массе m_{op} опорной плиты и квадрату рабочей частоты ω_p колебаний. Следовательно, чем массивнее основание и меньше жесткость пружин, тем меньше колебаний передается на амортизаторы. С учетом затухания колебаний в резиновых амортизаторах (30÷40 %) амплитуда колебаний основания составит:

$$A_{osn} = C_{zat} \frac{A_{op} K_{am}}{m_{osn} \omega_p^2},$$

где $C_{zat} = 0,6 \div 0,7$ — коэффициент затухания колебаний в амортизаторах; K_{am} — жесткость резиновых амортизаторов; m_{osn} — масса основания.

Жесткость амортизаторов выбирают такой, чтобы собственная частота колебаний основания на амортизаторах была в несколько раз меньше рабочей частоты. Коэффициент C_{zat} затухания колебаний в амортизаторах зависит от их конструкции. Если виброустановка монтируется в производственном помещении на монолитном основании, то $m_{osn} \gg m_c$ и $A_{osn} \rightarrow 0$.

На основании предложенного метода расчета упругих элементов спроектированы промышленные вибромашины ВПМ-50, ВПМ-100, ВПМ-200, испытания которых показали, что они обеспечивают оптимальные условия виброобработки.

Профилирование червячно-модульных фрез для корригированных косозубых долбяков типа Феллоу

Определен профиль зубьев червячно-модульной фрезы в нормальном сечении для зубофрезерования корригированных косозубых долбяков типа Феллоу, при котором обеспечивается высокая точность профиля зубьев долбяка в торцевом сечении. Использовано имитационно компьютерное моделирование.

Ключевые слова: червячно-модульная фреза, корригированный косозубый долбяк, угол профиля зуба, имитационное компьютерное моделирование.

The teeth profile of the worm-modular milling cutter in a normal section for gear milling of corrected screw shaping cutters of Fellow type, providing high accuracy of the shaping cutter teeth profile in the face section, has been determined. The imitating computer simulation has been used.

Keywords: worm-modular milling cutter, corrected screw shaping cutter, angle of the tooth profile, imitating computer simulation.

В настоящее время для изготовления косозубых цилиндрических колес применяют корригированные косозубые долбяки типа Сайкс и Феллоу, отличающиеся формой заточки передних поверхностей зубьев. В условиях действующего производства чаще применяют долбяки типа Феллоу, так как для их затачивания не требуются сложные приспособления, а трудоемкость заточки существенно ниже [1].

Важнейшим параметром нарезаемых зубчатых колес является точность профиля зубьев, непосредственно зависящая от точности профиля зубьев долбяка, которая оценивается совпадением проекции его боковых режущих кромок с эвольвентным профилем зубьев основного зубчатого колеса, на базе которого спроектирован долбяк.

Как известно, одной из основных характеристик эвольвентного профиля зубьев колеса и долбяка

является угол профиля эвольвенты на делительной окружности. Расчетные углы профиля острой α_{t1o}^p и тупой α_{t1t}^p сторон зубьев косозубого долбяка типа Феллоу в торцевом сечении на его делительной окружности определяют по известным зависимостям [2]:

$$\alpha_{t1o}^p = \arctg \left[\frac{\operatorname{tg} \alpha_n + \operatorname{tg} \gamma_{a1} \operatorname{tg} \alpha_{\text{бок}}}{\cos(\beta_1 + \alpha_{\text{бок}})} \right]; \quad (1)$$

$$\alpha_{t1t}^p = \arctg \left[\frac{\operatorname{tg} \alpha_n + \operatorname{tg} \gamma_{a1} \operatorname{tg} \alpha_{\text{бок}}}{\cos(\beta_1 - \alpha_{\text{бок}})} \right], \quad (2)$$

где α_n — угол профиля исходного контура зубчатой рейки; γ_{a1} — кинематический передний угол зубьев долбяка; β_1 — угол наклона винтовой линии зубьев долбяка на делительном цилиндре;

$$\alpha_{\text{бок}} = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_{a1} \operatorname{tg} \alpha_n}{1 - \operatorname{tg} \gamma_{a1} \operatorname{tg} \alpha_{a1}} \right) \quad (3)$$

— кинематический боковой задний угол зубьев долбяка в сечении по делительному цилинду [2]. Здесь α_{a1} — кинематический задний угол зубьев долбяка.

Расчетные углы профиля зубьев долбяка на делительной окружности при их изготовлении червячно-модульной фрезой (ЧМФ) с последующим шлифованием боковых сторон зубьев дисковым шлифовальным кругом должны обеспечиваться соответствующими углами профиля зубьев ЧМФ и круга. Для создания равномерного припуска на зубошлифование долбяка необходимо обеспечить равенство углов профиля его зубьев после зубофрезе-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 26)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Сергиев А. П., Ачкасов В. А. Моделирование динамики пространственной маятниковой вибромашины в программном комплексе "Универсальный механизм" // Междунар. науч.-практ. конф. "Образование, наука, производство и управление".

Старый Оскол.: СТИ МИСиС, 2007. Т. 1. С. 231–240.

2. Пономарев С. Д., Андреева Л. Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. М.: Машиностроение, 1980. 326 с.

3. Ден-Гартог Д. П. Механические колебания. М.: Физматгиз, 1960. 508 с.

4. Сергиев А. П. Расчет упругих элементов виброустановок по задан-

ным технологическим параметрам // Производственно-технический бюллетень. 1963. № 5. С. 33–37.

5. Николенко Г. И. Теория расчета амортизаторов вибрационных машин: Дис. ... канд. техн. наук. М.: 1954. 120 с. Машинопись.

6. Астафьев В. Д. Справочник по расчету цилиндрических винтовых пружин сжатия—растяжения. М.: Машгиз, 1960. 126 с.

рования и зубошлифования. Невыполнение этого условия приведет к увеличению припуска по сравнению с технологически обоснованным [3] и снижению точности профиля зубьев долбяка вследствие технологической наследственности [4] после его зубошлифования. Для получения расчетных углов профиля зубьев долбяка при зубофрезеровании необходимо использовать специальные червячно-модульные фрезы, отличающиеся от стандартных углами профиля левой и правой сторон зубьев в нормальном сечении (левая и правая стороны профиля зуба ЧМФ определяются при виде на его переднюю поверхность в положительном направлении оси Y_0 и вершине зуба вверху или внизу).

В настоящее время независимо от величины расчетных углов профиля зубьев зубофрезерование долбяков выполняют стандартными ЧМФ с углом $\alpha_{\text{п}0}$ профиля зубьев в нормальном сечении, равным углу профиля исходного контура зубчатой рейки в соответствии с ГОСТ 13755—81 [5], т. е. $\alpha_{\text{п}0} = 20^\circ$. Очевидно, что в этом случае невозможно обеспечить равенство углов профиля зубьев долбяка после зубофрезерования и зубошлифования при разных значениях угла β_1 и угла конической поверхности вершин зубьев долбяка. При заданном значении кинематического заднего угла α_{a1} долбяка половина угла конической поверхности вершин зубьев долбяка определяется по зависимости $\alpha_{\text{k}1} = \arctg(\tan \alpha_{a1} / \cos \beta_1)$ [2].

Для проверки этого утверждения методом имитационного компьютерного моделирования (ИКМ) было выполнено моделирование зубофрезерования корrigированных косозубых долбяков типа Феллоу с модулем 3 мм, числом зубьев $Z_1 = 15, 45$ и 75 правой однозаходной ЧМФ на основе архимедова червяка с наружным диаметром 109,75 мм, имеющей 14 прямых стружечных канавок (новая фреза с наружным диаметром 112 мм и падением затылка 4,5 мм переточена до расчетного сечения для исключения влияния степени переточки фрезы на результаты исследований). Принимали угол $\beta_1 = 5, 15$ и 25° , направление винтовой линии зубьев правое. Режим зубофрезерования долбяков при ИКМ: встречная подача с осевой составляющей, равной 2 мм/об; скорость резания 25 м/мин. В результате проведенного моделирования установлено несоответствие фактических и расчетных углов профиля зубьев долбяка на делительной окружности после его зубофрезерования, причем это несоответствие практически не зависит от числа зубьев долбяка, но зависит от значения его переднего угла γ_{a1} (изменяются расчетные значения углов профиля) и становится существенным с увеличением значений половины угла $\alpha_{\text{k}1}$ конической поверхности вершин зубьев долбяка и угла β_1 наклона винтовой линии зубьев долбяка на делительном цилиндре (рис. 1, *a*, *б*).

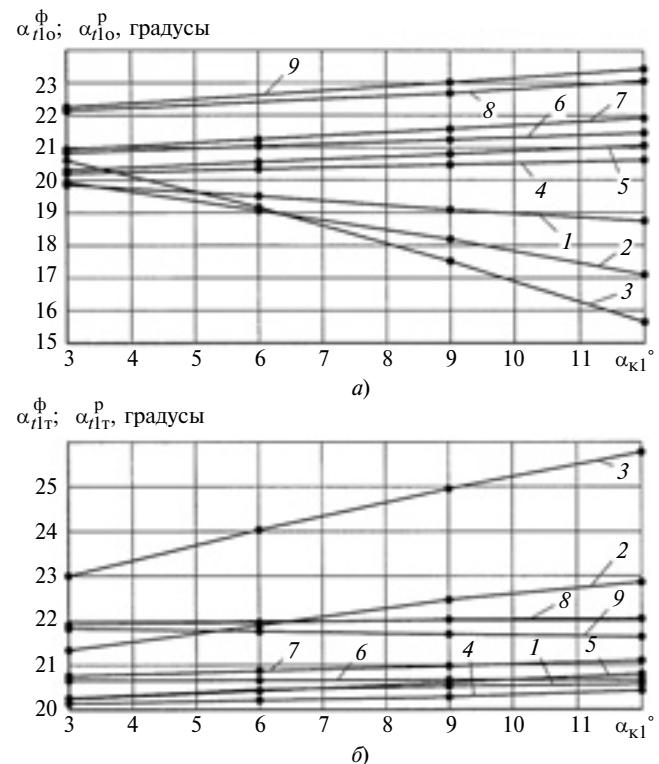


Рис. 1. Влияние углов $\alpha_{\text{k}1}$, β_1 , γ_{a1} на фактические и расчетные углы профиля острой (а) и тупой (б) сторон зуба долбяка на делительной окружности:

1, 2, 3 — фактические углы профиля зуба долбяка соответственно при $\beta_1 = 5, 15$ и 25° после зубофрезерования стандартной ЧМФ; 4 и 5 — расчетные углы профиля зуба долбяка при $\beta_1 = 5^\circ$ и $\gamma_{a1} = 6$ и 12° ; 6 и 7 — то же при $\beta_1 = 15^\circ$ и $\gamma_{a1} = 6$ и 12° ; 8 и 9 — то же при $\beta_1 = 25^\circ$ и $\gamma_{a1} = 6$ и 12°

Например, для долбяка с $Z_1 = 45$ и $\beta_1 = 5^\circ$ имеем:

при $\alpha_{a1} = 6^\circ$ ($\alpha_{\text{k}1} = 6,023^\circ$) и $\gamma_{a1} = 6^\circ$ { 9° } расчетные углы острой и тупой сторон профиля зубьев долбяка соответственно $\alpha_{t1o}^p = 20,3385^\circ$ { $20,4447^\circ$ } и $\alpha_{t1t}^p = 20,2129^\circ$ { $20,3179^\circ$ }, а их фактические значения соответственно $19,5071^\circ$ и $20,4554^\circ$;

при $\alpha_{a1} = 9^\circ$ ($\alpha_{\text{k}1} = 9,034^\circ$) и $\gamma_{a1} = 6^\circ$ { 9° } расчетные углы $\alpha_{t1o}^p = 20,4771^\circ$ { $20,6397^\circ$ } и $\alpha_{t1t}^p = 20,2860^\circ$ { $20,4457^\circ$ }, а их фактические значения соответственно $19,0908^\circ$ и $20,5260^\circ$.

Для того же числа зубьев долбяка и $\beta_1 = 15^\circ$ имеем:

при $\alpha_{a1} = 6^\circ$ ($\alpha_{\text{k}1} = 6,615^\circ$) и $\gamma_{a1} = 6^\circ$ { 9° } расчетные углы профиля зубьев долбяка $\alpha_{t1o}^p = 21,0429^\circ$ { $21,1495^\circ$ } и $\alpha_{t1t}^p = 20,6614^\circ$ { $20,7643^\circ$ }, а фактические значения углов соответственно $19,0616^\circ$ и $21,8938^\circ$;

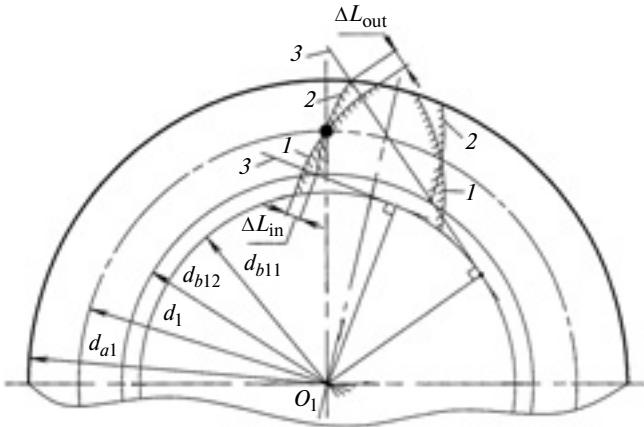


Рис. 2. Относительное положение расчетного (1) и фактического (2) эвольвентных профилей зуба долбяка и касательные (3) к основной окружности d_{b11} , проходящие через крайние точки фактического профиля зуба долбяка

при $\alpha_{a1} = 9^\circ$ ($\alpha_{k1} = 9,913^\circ$) и $\gamma_{a1} = 6^\circ$ { 9° } расчетные углы профиля зубьев долбяка $\alpha_{t10}^p = 21,2493^\circ$ { $21,4133^\circ$ } и $\alpha_{t11}^p = 20,6688^\circ$ { $20,8244^\circ$ }, а фактические значения углов соответственно $18,1929^\circ$ и $22,4696^\circ$.

Несоответствие фактических значений углов профиля долбяка после зутофрезерования стандартной ЧМФ их расчетным значениям, которые обеспечиваются зутошлифованием, приводит к получению завышенных припусков на зутошлифование долбяков в связи с необходимостью сошлифования возникающих при зутофрезеровании стандартными фрезами погрешностей профиля зубьев долбяка. На рис. 2 показаны положения расчетного и фактического эвольвентных профилей зуба долбяка. Здесь d_{a1} , d_1 — диаметры соответственно окружности вершин и делительной окружности долбяка; d_{b11} , d_{b12} — диаметры основных окружностей соответственно расчетного и фактического профилей зубьев долбяка; ΔL_{out} , ΔL_{in} — максимальные отклонения фактического профиля зуба долбяка после зутофрезерования стандартной ЧМФ от расчетного профиля, соответственно положительные и отрицательные, по касательным к основной окружности d_{b11} , проходящим через крайние точки фактического профиля зуба долбяка. Сумма абсолютных значений ΔL_{out} и ΔL_{in} составляет по-

грешность f_f профиля зубьев долбяка после зутофрезерования стандартной ЧМФ, которая зависит от величин переднего γ_{a1} и заднего α_{a1} углов зубьев долбяка и угла β_1 .

Для определения углов профиля зубьев специальной ЧМФ в нормальном сечении, при которых обеспечиваются расчетные значения углов профиля эвольвенты зубьев долбяка в его торцевом сечении на делительной окружности, воспользуемся вспомогательной зубчатой рейкой, расположенной между зубьями долбяка и ЧМФ. На рис. 3 приведена схема взаимного положения ЧМФ (система координат $X_0Y_0Z_0$), обрабатываемого долбяка (система координат $X_1Y_1Z_1$) и зубчатой рейки (система координат $X_rY_rZ_r$), наклоненной к оси долбяка под углом α_{k1} и повернутой вокруг оси Y_r на угол β_1 . В нормальном сечении $A-A$ зубчатой рейки показаны углы левой α_{nrL} и правой α_{nrR} сторон профиля зубьев рейки и долбяка, а в сечении $B-B$, параллельном торцу обрабатываемого долбяка, — углы профиля левой α_{trL} и правой α_{trR} сторон зубьев рейки и долбяка. ЧМФ движется в направлении вектора S вдоль зубчатой рейки. С помощью расчетной схемы (рис. 4) получены зависимости, позволяющие определить углы профиля левой α_{nrL} и правой α_{nrR} сторон рейки в нормальном сечении по известным соответствующим углам α_{trL} и α_{trR} профиля рейки в торцевом сечении долбяка:

$$\alpha_{nrL} = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_{trL} \cos \beta_1}{\cos \alpha_{a1} + \operatorname{tg}_{trL} \sin \beta_1 \sin \alpha_{a1}} \right); \quad (4)$$

$$\alpha_{nrR} = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_{trR} \cos \beta_1}{\cos \alpha_{a1} - \operatorname{tg}_{trR} \sin \beta_1 \sin \alpha_{a1}} \right). \quad (5)$$

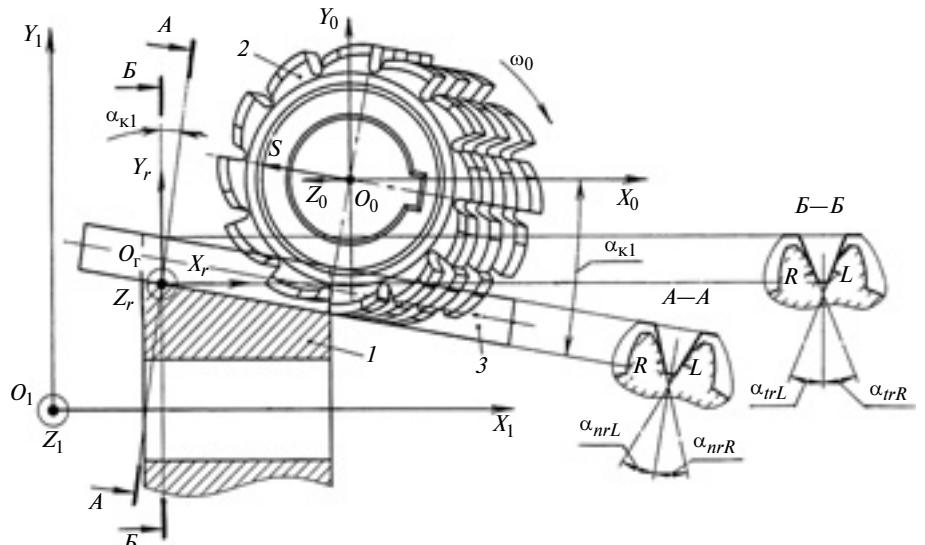


Рис. 3. Положение ЧМФ и зубчатой рейки в системе координат обрабатываемого долбяка:
1 — долбяк; 2 — ЧМФ; 3 — зубчатая рейка

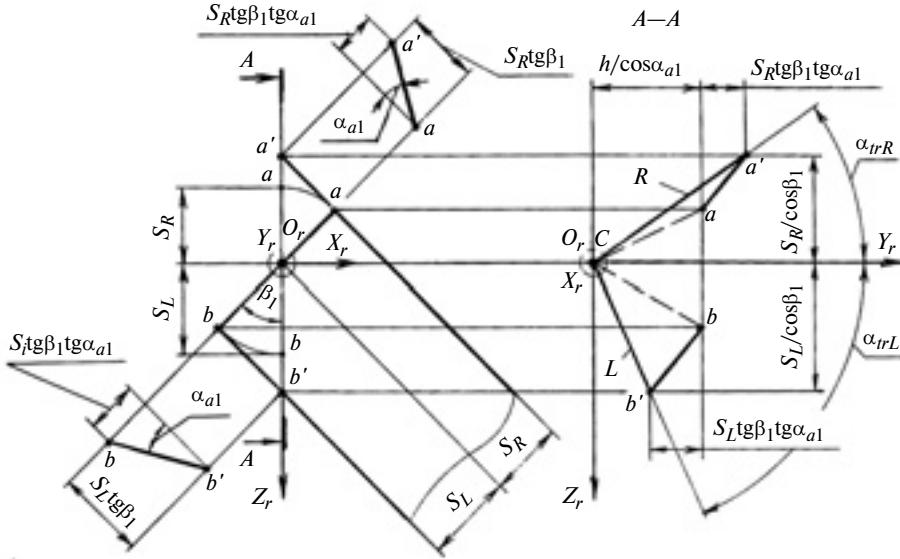


Рис. 4. Схема для определения углов профиля левой и правой сторон зубьев рейки в нормальном сечении по известным углам в торцевом сечении долбяка

Формулу (4) применим для коррекции углов профиля острой стороны зубьев долбяка и левой стороны профиля зубьев ЧМФ, формулу (5) — для коррекции углов профиля тупой стороны зубьев долбяка и правой стороны профиля зубьев ЧМФ.

Точность углов профиля левой α_{n0L} и правой α_{n0R} сторон зубьев специальной ЧМФ в нормальном сечении определяли ИКМ путем следующих последовательных приближений:

1) расчет углов профиля острой α_{t1o}^p и тупой α_{t1t}^p сторон зубьев долбяка на делительной окружности по формулам (1)–(3);

2) расчет углов профиля левой α_{os0L} и правой α_{os0R} сторон зубьев ЧМФ в осевом сечении по известным углам профиля левой α_{n0L} и правой α_{n0R} сторон зубьев ЧМФ в нормальном сечении и определение соответствующего этим углам профиля режущих кромок зубьев фрезы (при первом ИКМ процесса зубофрезерования долбяка принимаем α_{n0L} и α_{n0R} равными углу профиля исходного контура зубчатой рейки в соответствии с ГОСТ 13755–81, т. е. 20°):

$$\begin{aligned}\alpha_{os0L} &= \arctg(\operatorname{tg}\alpha_{n0L}/\cos\omega_t) \text{ и} \\ \alpha_{os0R} &= \arctg(\operatorname{tg}\alpha_{n0R}/\cos\omega_t),\end{aligned}$$

где ω_t — угол наклона винтовой линии зубьев ЧМФ в расчетном сечении на делительном цилиндре;

3) ИКМ процесса зубофрезерования долбяка ЧМФ с профилем режущих кромок зубьев, определенным по п. 2;

4) определение фактических углов профиля острой α_{t1o}^p и тупой α_{t1t}^p сторон зубьев долбяка в торцевом сечении на делительной окружности;

5) определение алгебраической разности расчетного и фактического углов профиля для острой $\Delta\alpha_{t1o}$ и тупой $\Delta\alpha_{t1t}$ сторон зубьев долбяка:

$$\begin{aligned}\Delta\alpha_{t1o} &= \alpha_{t1o}^p - \alpha_{t1o}^\Phi \text{ и} \\ \Delta\alpha_{t1t} &= \alpha_{t1t}^p - \alpha_{t1t}^\Phi;\end{aligned}$$

6) корректировка углов α_{trL} и α_{trR} профиля рейки в торцевом сечении соответственно на величину углов $\Delta\alpha_{t1o}$ и $\Delta\alpha_{t1t}$;

7) определение скорректированных углов α_{nrL} и α_{nrR} профиля рейки в ее нормальном сечении по соответствующим скорректированным углам α_{trL} и α_{trR} профиля

рейки в торцевом сечении долбяка по формулам (4) и (5);

8) определение скорректированных углов профиля левой α_{n0L} и правой α_{n0R} сторон зубьев ЧМФ в нормальном сечении: принимаем $\alpha_{n0L} = \alpha_{nrL}$, $\alpha_{n0R} = \alpha_{nrR}$;

9) выполнение п.п. 2–8 до тех пор, пока модули величин углов $\Delta\alpha_{t1o}$ и $\Delta\alpha_{t1t}$ (см. п. 5) не станут меньше заданной точности решения задачи ε (принимаем $\varepsilon = 0,0003^\circ$, что соответствует примерно одной угловой секунде).

Полученные по изложенной методике углы профиля для левой α_{n0L} и правой α_{n0R} сторон зубьев ЧМФ существенно отличаются между собой и от угла профиля зубьев стандартной фрезы $\alpha_{n0} = 20^\circ$ (рис. 5).

Например, при $\beta_1 = 5^\circ$, $\alpha_{a1} = 6^\circ$ ($\alpha_{k1} = 6,023^\circ$) и $\gamma_{a1} = 6^\circ$ (расчетные углы профиля острой α_{t1o}^p и тупой α_{t1t}^p сторон зубьев долбяка равны $20,3385^\circ$ и $20,2129^\circ$) углы профиля левой α_{n0L} и правой α_{n0R} сторон зубьев ЧМФ равны $20,8306^\circ$ и $19,7572^\circ$, а при $\alpha_{a1} = 9^\circ$ ($\alpha_{k1} = 9,034^\circ$) и $\gamma_{a1} = 6^\circ$ (расчетные углы профиля острой α_{t1o}^p и тупой α_{t1t}^p сторон зубьев долбяка равны $20,4771^\circ$ и $20,2860^\circ$) углы профиля левой α_{n0L} и правой α_{n0R} сторон зубьев ЧМФ соответственно равны $21,3865^\circ$ и $19,7578^\circ$. При $\beta_1 = 15^\circ$, $\alpha_{a1} = 6^\circ$ ($\alpha_{k1} = 6,615^\circ$) и $\gamma_{a1} = 6^\circ$ (расчетные углы профиля острой α_{t1o}^p и тупой α_{t1t}^p сторон зубьев долбяка равны $21,0429^\circ$ и $20,6614^\circ$) углы профиля левой α_{n0L} и правой α_{n0R} сторон зубьев ЧМФ равны $21,8951^\circ$ и $18,7691^\circ$, а при $\alpha_{a1} = 9^\circ$

$(\alpha_{k1} = 9,913^\circ)$ (расчетные углы профиля острой α_{t1o}^p

и тупой α_{t1t}^p сторон зубьев долбяка равны $21,2493^\circ$ и $20,6688^\circ$) углы профиля левой α_{n0L} и правой α_{n0R} сторон зубьев ЧМФ равны $22,9112^\circ$ и $18,2016^\circ$.

Зубофрезерование косозубых долбяков типа Феллоу специальной ЧМФ с углами α_{n0L} и α_{n0R} профиля ее зубьев в нормальном сечении, определенными по вышеизложенной методике, обеспечивает высокую точность углов α_{t1o}^p и α_{t1t}^p профиля зубьев долбяка в торцевом сечении на делительной окружности, а следовательно, и высокую точность профиля его зубьев. Фактические отклонения профилей зубьев долбяка после его зубофрезерования специальными ЧМФ практически равны нулю.

Для практического использования результатов исследований при проектировании специальных ЧМФ, предназначенных для зубофрезерования косозубых долбяков типа Феллоу, получено уравнение регрессии

$$\begin{aligned}\alpha_{n0} = & (A_1 \gamma_{a1}^2 + A_2 \gamma_{a1} + A_3) \alpha_{k1}^3 + \\& + (B_1 \gamma_{a1}^2 + B_2 \gamma_{a1} + B_3) \alpha_{k1}^3 + \\+ & (C_1 \gamma_{a1}^2 + C_2 \gamma_{a1} + C_3) \alpha_{k1}^3 + (D_1 \gamma_{a1}^2 + D_2 \gamma_{a1} + D_3)\end{aligned}$$

$\alpha_{n0L}; \alpha_{n0R}$, градусы

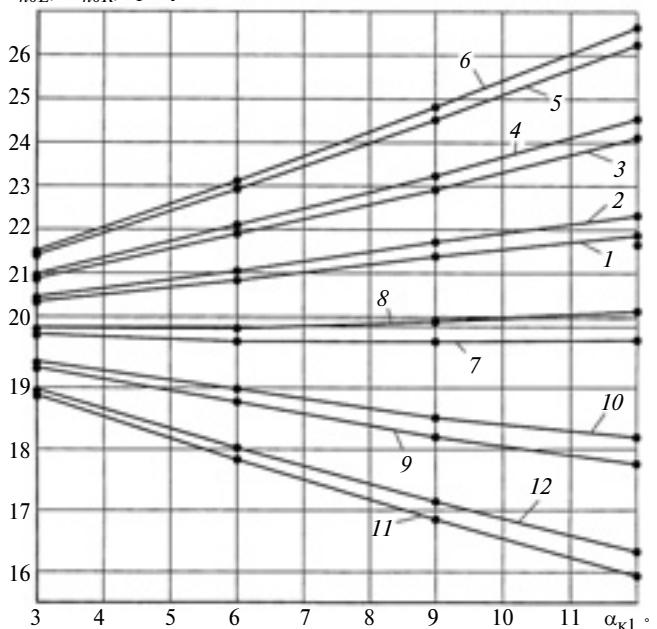


Рис. 5. Влияние углов α_{k1} , β_1 , γ_{a1} на углы профиля левой и правой сторон зуба специальной ЧМФ:

1 и 2 — углы профиля левой стороны зуба ЧМФ при $\beta_1 = 5^\circ$ и $\gamma_{a1} = 6$ и 12° ; 3 и 4 — то же при $\beta_1 = 15^\circ$ и $\gamma_{a1} = 6$ и 12° ; 5 и 6 — то же при $\beta_1 = 25^\circ$ и $\gamma_{a1} = 6$ и 12° ; 7 и 8 — углы профиля правой стороны зуба ЧМФ при $\beta_1 = 5^\circ$ и $\gamma_{a1} = 6$ и 12° ; 9 и 10 — то же при $\beta_1 = 15^\circ$ и $\gamma_{a1} = 6$ и 12° ; 11 и 12 — то же при $\beta_1 = 25^\circ$ и $\gamma_{a1} = 6$ и 12° .

Коэффициенты уравнения регрессии для определения углов профиля левой и правой сторон зуба специальных ЧМФ

Левая сторона профиля зуба ЧМФ	Правая сторона профиля зуба ЧМФ
$A_1 = 4,371 \cdot 10^{-10} \beta_1^2 -$ $- 1,314 \cdot 10^{-8} \beta_1 - 2,541 \cdot 10^{-7}$	$A_1 = -5,582 \cdot 10^{-9} \beta_1^2 +$ $+ 1,462 \cdot 10^{-7} \beta_1 - 8,791 \cdot 10^{-7}$
$A_2 = -2,186 \cdot 10^{-8} \beta_1^2 +$ $+ 6,480 \cdot 10^{-7} \beta_1 + 7,738 \cdot 10^{-7}$	$A_2 = -8,805 \cdot 10^{-8} \beta_1^2 +$ $+ 3,134 \cdot 10^{-6} \beta_1 - 7,462 \cdot 10^{-6}$
$A_3 = -1,557 \cdot 10^{-5} \beta_1^2 +$ $+ 5,173 \cdot 10^{-4} \beta_1 - 0,003$	$A_3 = -1,085 \cdot 10^{-5} \beta_1^2 +$ $+ 3,500 \cdot 10^{-4} \beta_1 - 0,002$
$B_1 = -1,225 \cdot 10^{-8} \beta_1^2 +$ $+ 3,283 \cdot 10^{-7} \beta_1 + 8,220 \cdot 10^{-6}$	$B_1 = 1,280 \cdot 10^{-7} \beta_1^2 -$ $- 3,490 \cdot 10^{-6} \beta_1 + 2,345 \cdot 10^{-5}$
$B_2 = 4,365 \cdot 10^{-7} \beta_1^2 -$ $- 1,429 \cdot 10^{-5} \beta_1 - 8,776 \cdot 10^{-6}$	$B_2 = 1,736 \cdot 10^{-6} \beta_1^2 -$ $- 6,261 \cdot 10^{-5} \beta_1 + 1,476 \cdot 10^{-4}$
$B_3 = 3,298 \cdot 10^{-4} \beta_1^2 -$ $- 0,011 \beta_1 + 0,066$	$B_3 = 2,518 \cdot 10^{-4} \beta_1^2 -$ $- 0,008 \beta_1 + 0,053$
$C_1 = 6,982 \cdot 10^{-8} \beta_1^2 -$ $- 1,602 \cdot 10^{-6} \beta_1 - 4,153 \cdot 10^{-5}$	$C_1 = -9,245 \cdot 10^{-7} \beta_1^2 +$ $+ 2,628 \cdot 10^{-5} \beta_1 - 1,533 \cdot 10^{-4}$
$C_2 = -3,280 \cdot 10^{-6} \beta_1^2 +$ $+ 7,595 \cdot 10^{-5} \beta_1 + 0,006$	$C_2 = -1,078 \cdot 10^{-5} \beta_1^2 +$ $+ 3,496 \cdot 10^{-4} \beta_1 + 0,005$
$C_3 = -0,002 \beta_1^2 +$ $+ 0,083 \beta_1 - 0,368$	$C_3 = -0,002 \beta_1^2 +$ $+ 0,038 \beta_1 - 0,350$
$D_1 = 1,879 \cdot 10^{-7} \beta_1^2 -$ $- 7,450 \cdot 10^{-6} \beta_1 + 1,714 \cdot 10^{-4}$	$D_1 = 1,840 \cdot 10^{-6} \beta_1^2 -$ $- 5,761 \cdot 10^{-5} \beta_1 + 3,782 \cdot 10^{-4}$
$D_2 = -6,285 \cdot 10^{-7} \beta_1^2 +$ $+ 2,870 \cdot 10^{-5} \beta_1 - 0,002$	$D_2 = 1,688 \cdot 10^{-5} \beta_1^2 -$ $- 5,262 \cdot 10^{-4} \beta_1 + 2,730 \cdot 10^{-4}$
$D_3 = 0,004 \beta_1^2 -$ $- 0,116 \beta_1 + 20,584$	$D_3 = 0,004 \beta_1^2 -$ $- 0,116 \beta_1 + 20,724$

для определения углов профиля левой (α_{n0L}) и правой (α_{n0R}) сторон зубьев фрезы в нормальном сечении, используя значения соответствующих коэффициентов, приведенных в таблице.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Семенченко И. И., Матюшин В. М., Сахаров Г. Н. Проектирование металорежущих инструментов. М.: Машгиз, 1963. 952 с.
- Романов В. Ф. Расчеты зуборезных инструментов. М.: Машиностроение, 1969. 251 с.
- Полохин О. В. Нарезание зубчатых профилей инструментами червячного типа. М.: Машиностроение, 2007. 240 с.
- Маталин А. А. Технология машиностроения: Учебник. 2-е изд., испр. СПб.: Лань, 2008. 512 с.
- ГОСТ 13755—81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур. М.: Изд-во стандартов, 1981. 7 с.

Расчет пластических течений при различных температурно-скоростных условиях деформации методом конечных элементов

Дана методика расчета пластических деформаций по теории пластических течений при различных скоростях деформации и температурах на основе метода конечных элементов.

Ключевые слова: метод конечных элементов, теория пластического течения, аппроксимация, кривые упрочнения, метод наименьших квадратов, условие пластичности.

The plastic deformations calculation technique on the plastic flows theory at different deformation rates and temperatures based on the finite elements method has been given.

Keywords: the finite element method, the plastic flow theory, approximation, the hardening curves, the method of least squares, criterion of yielding.

В основе теории пластического течения лежит соотношение, связывающее компоненты приращения $d\varepsilon_{ij}^p$ пластических деформаций с поверхностью F текучести (ассоциированный закон):

$$d\varepsilon_{ij}^p = \lambda \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}}, \quad (1)$$

где λ — скалярный множитель; σ_{ij} — составляющие тензора напряжения.

Выражение (1) не интегрируется, т. е. не сводится к конечному соотношению между компонентами напряжения и деформации, так как содержит неизвестный скалярный множитель λ , для определения которого необходимо располагать дополнительными данными.

Современная методика расчета пластических течений [1] предполагает построение упругопластической матрицы D_{ep} , связывающей приращения напряжений и деформаций:

$$d\sigma = D_{ep} d\varepsilon, \quad (2)$$

которая рассчитывается на основе диаграммы одноосного растяжения материала [1, 2].

Трудоемкость расчета зависимости (2) связана с необходимостью нахождения величины H [множителя λ в формуле (1)] по экспериментальным данным на каждом шаге вычислений.

К настоящему времени для определения накопленных пластических деформаций, напряжений и перемещений достаточно хорошо разработаны различные итерационные методы, основными из ко-

торых являются метод переменной и касательной жесткости и метод начальных напряжений и начальных деформаций.

В работе [3] изложен альтернативный алгоритм вычисления пластических деформаций на основе решения системы нелинейных определяющих уравнений, состоящей из уравнений Прандтля—Рейса и условия пластичности Мизеса:

$$\begin{cases} d\varepsilon_{ij}^p = \lambda s_{ij}; \\ \sigma_i - \sigma_t = 0; \end{cases} \quad (3)$$

где s_{ij} — компоненты девиатора напряжения; σ_i — интенсивность напряжений; σ_t — предел текучести материала.

Предел текучести может быть рассчитан по экспериментально полученным кривым упрочнения для заданных пластических деформаций, температуры и скорости деформации.

Если известны температура и скорость деформации, то зависимость $\sigma_t(\varepsilon^p)$ предела текучести от пластических деформаций можно получить аппроксимацией кривых упрочнения. Для трехмерного случая в системе (3) получают шесть уравнений с шестью неизвестными компонентами пластических деформаций ε_{ij}^p .

В работе [4] описан способ аппроксимации кривых упрочнения параболической функцией:

$$\sigma_t = A\varepsilon_p^2 + B\varepsilon_p + C, \quad (4)$$

где σ_t и ε_p — напряжения и интенсивность пластических деформаций; A , B , C — определяемые коэффициенты, зависящие от скорости деформации ε' и температуры T .

Рассмотрим алгоритм решения задачи пластичности при заданных температурно-скоростных условиях деформации (рис. 1):

1) проверка условия пластичности Мизеса $\sigma_i - \sigma_t = 0$;

2) вычисление коэффициентов A , B , C аппроксимирующей функции (4). Для сталей 20 и 08Х22Н6Т расчет может быть проведен по формулам работы [4];

3) решение системы определяющих уравнений (3) относительно пластических деформаций. Пе-

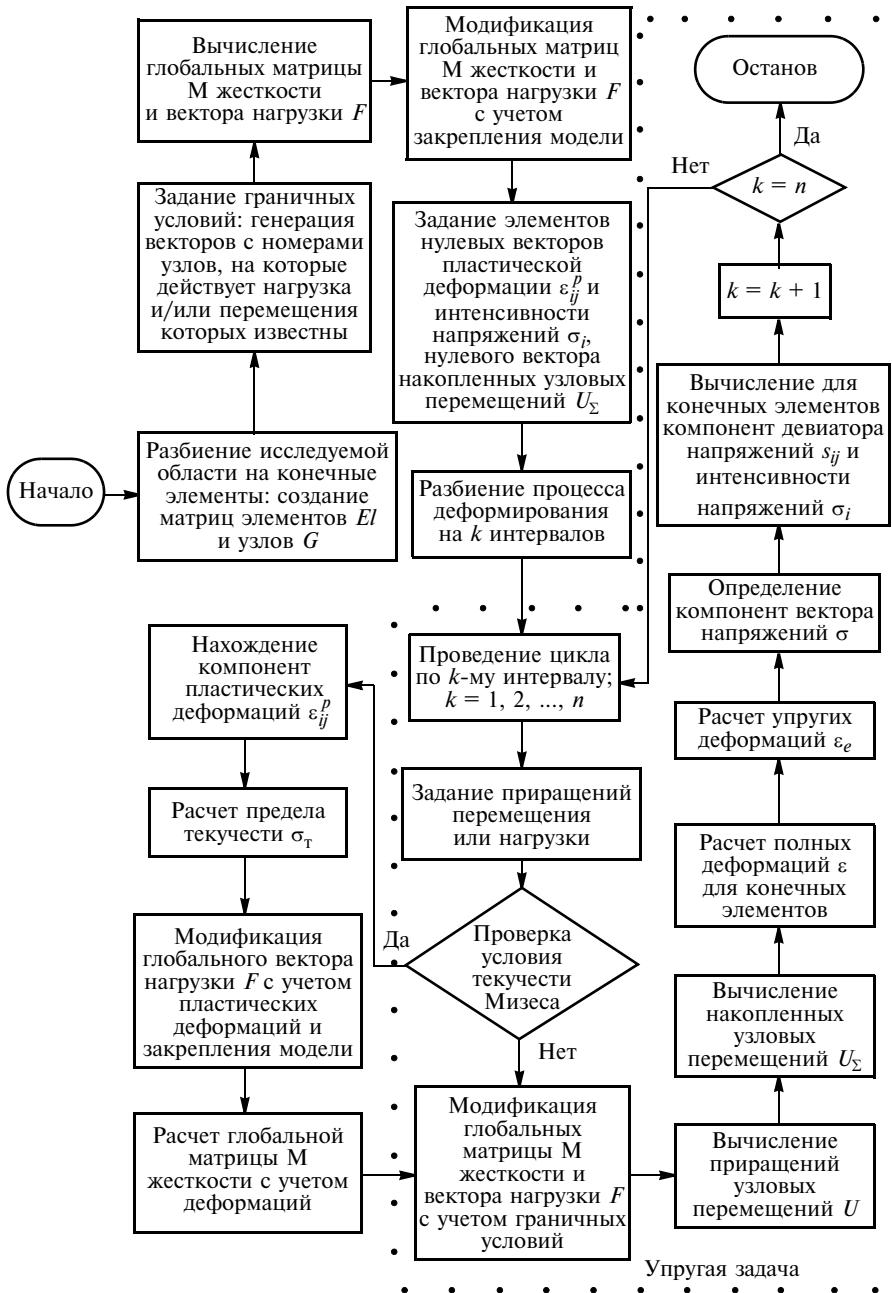


Рис. 1. Алгоритм решения задач теории пластичности с учетом температурно-скоростных условий деформации

рейдем к конечно-разностной форме уравнений Прандтля—Рейса и с учетом формулы (4) систему (3) запишем в виде:

$$\begin{cases} \frac{\Delta \varepsilon_{ij}^p}{\Delta t} - \lambda s_{ij} = 0; \\ \sigma_i - (A\varepsilon_p^2 + B\varepsilon_p + C) = 0, \end{cases}$$

где Δt — временной интервал, который исключается при переходе к безразмерным параметрам;

4) расчет предела текучести σ_t по формуле (4), значение которого используется для проверки условия пластичности на следующем шаге расчета;

5) модификация глобального вектора нагрузки F с учетом пластических деформаций и закрепления модели;

6) расчет глобальной матрицы M жесткости с учетом деформаций;

7) вычисление приращений узловых перемещений U путем решения (например методом исключения Гаусса) системы линейных уравнений метода конечных элементов;

8) вычисление накопленных узловых перемещений U_Σ ;

9) расчет компонент вектора полных деформаций для конечных элементов $\varepsilon = B U_\Sigma$, где B — матрица градиентов, содержащая производные от перемещений;

10) расчет упругих деформаций $\varepsilon_e = \varepsilon - \varepsilon_p$;

11) определение компонент вектора напряжений $\sigma = D \varepsilon_e$, где D — матрица упругих констант;

12) вычисление для конечных элементов компонент девиатора s_{ij} интенсивности σ_i напряжений;

13) переход к следующему шагу вычислений.

В соответствии с приведенным алгоритмом решена упруго-пластическая задача сжатия тела прямоугольного сечения штампом. Для линейно упрочняющегося тела решение задачи дано в работе [3]. Исходные данные задачи: ширина модели $a = 20$ мм; высота модели $h = 20$ мм; модуль упругости материала $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона $\nu = 0,25$; предел текучести недеформированного материала $\sigma_{t0} = 320$ МПа; число шагов $n = 100$.

На рис. 2 показано изменение напряжения σ_{22} в теле при перемещении штампа $\Delta = 5$ мм в зависимости от скорости деформации $\dot{\varepsilon}'$ для стали 08Х22Н6Т при температуре 20 °C. Зависимости напряжения σ_{22} от осадки Δ штампа при разных скоростях $\dot{\varepsilon}'$ деформации для стали 08Х22Н6Т представлены на

рис. 3. Зависимость осадки Δ штампа от скорости деформации для стали 20 при давлении штампом $F = \sigma_{22} = 400$ МПа показана на рис. 4.

Следует отметить, что здесь, также как и для тела с линейным упрочнением [3], характерно уменьшение осадки с увеличением скорости деформации. Отсутствие монотонности в начале кривой на рис. 4 позволяет предположить, что вычисления по приведенному алгоритму менее устойчивы при малых скоростях деформации. Данная проблема может быть устранена уменьшением шага вычислений и/или изменением соотношений при переходе к безразмерным параметрам.

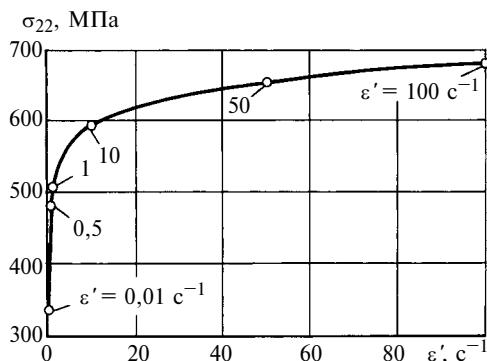


Рис. 2. Зависимость напряжения σ_{22} от скорости ϵ' деформации для стали 08Х22Н6Т при $\Delta = 5$ мм

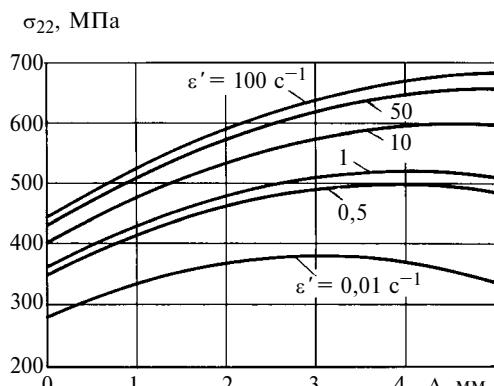


Рис. 3. Зависимости напряжения σ_{22} от осадки Δ штампа при разных скоростях ϵ' деформации для стали 08Х22Н6Т

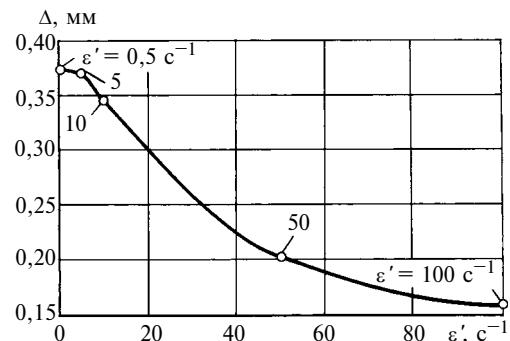


Рис. 4. Зависимость осадки Δ штампа от скорости ϵ' деформации для стали 20 при давлении 400 МПа

Отметим, что приведенный подход к решению пластических задач с использованием функций, аппроксимирующих функции упрочнения, решает проблему вычисления упругопластической матрицы и обращения к экспериментальным данным на каждом шаге вычислений. Кроме того, показана возможность исследования эволюции полей напряжений и деформаций при различных температурно-скоростных условиях, что расширяет круг рассматриваемых задач и обеспечивает универсальность разработанного алгоритма.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Еременко С. Ю.** Метод конечных элементов в механике деформируемых тел. Харьков.: Изд-во "Основа", 1991. 272 с.
- Зенкевич О.** Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 541 с.
- Манахов П. В., Федосеев О. Б.** Об альтернативном методе вычисления накопленной пластической деформации в пластических задачах с использованием метода конечных элементов // Изв. вузов. Сер. "Машиностроение". 2007. № 7. С. 16–22.
- Манахов П. В., Федосеев О. Б.** Аппроксимация кривых упрочнения стали 08Х22Н6Т и стали 20 параболическими функциями // Вестник машиностроения. 2010. № 4. С. 50–52.



О развитии тормозных систем троллейбусов

На основании анализа требований нормативных актов к тормозным системам троллейбусов рассмотрены тенденции их развития, направленные на обеспечение экономичности и безопасности троллейбусов.

Ключевые слова: троллейбус, тормозная система, тормоз-замедлитель, безопасность.

On the basis of analysis of the requirements of normative acts to the trolleybus brake systems the progress trends of their development, directed on security of the efficiency and safety of the trolleybuses, are considered.

Keywords: trolleybus, brake system, retarder, security.

Тормозные свойства автомобилей в целом и троллейбусов в частности являются наиболее важными среди прочих, влияющих на безопасность дорожного движения. Требования к тормозным системам автомобилей в Республике Беларусь регламентированы международными Правилами № 13 ЕЭК ООН [1] (далее Правила) и ГОСТ 22895—77 [2]. Тормозные системы транспортных средств, к которым относятся и троллейбусы, должны удовлетворять этим требованиям относительно систем рабочего, аварийного и стояночного торможения. Основными оценочными показателями эффективности таких систем являются, прежде всего, замедление и тормозной путь транспортного средства. В целом к тормозным системам предъявляются следующие общие требования:

минимальный тормозной путь или максимальное установившееся замедление в соответствии с требованиями нормативных документов;

стабильность тормозных свойств при многократных торможениях;

силовое следящее действие тормозного привода, т. е. пропорциональность усилия на педали и тормозного момента;

минимальное время срабатывания тормозного привода;

надежность всех элементов тормозных систем;

наличие сигнализации, оповещающей водителя о неисправности тормозной системы.

В тормозных системах большинства автомобилей средней и большой грузоподъемности категории N2, N3, а также пассажирских транспортных средств категории M3, к которым относятся и троллейбусы, широко используются пневматический привод и исполнительные тормозные механизмы барабанного типа. Эти системы во многом схожи по функциональному обеспечению, схемному решению, конструктивному исполнению и подробно описаны в публикациях, также известны методики расчета тормозных механизмов, элементов питаю-

щих, исполнительной и управляющей частей пневматического привода. Основополагающими при расчете (выборе) отдельных элементов и пневмопривода в целом являются требования нормативных актов [1, 3], касающиеся прежде всего надежности, давления воздуха в системе, времени заполнения ресиверов (производительности) и запаса сжатого воздуха в них, времени срабатывания привода.

Анализ передовых разработок мировых фирм-производителей Wabco, Knorr-Bremse, Bosch и др., а также отдельных работ [4—7] ученых, известных в области систем активной безопасности транспортных средств, показывает, что наиболее перспективными являются тормозные системы с электронным управлением. При этом их управление может осуществляться электронным блоком, входящим в состав той или иной системы активной безопасности автомобиля — антиблокировочной системы (ABS), системы ESP (Electronic Stability Program) и др. Однако детальный анализ нормативных требований [3], особенностей конструкций, условий эксплуатации, а также некоторых показателей эффективности тормозных систем троллейбусов, полученных экспериментальным путем, позволил определить круг вопросов, которые требуют детального исследования и формируют отдельное направление развития тормозных приводов троллейбусов, относящееся к созданию автоматических систем их управления.

Троллейбусы эксплуатируются в городских условиях в режиме разгон—торможение, что обуславливается большой интенсивностью движения и регулированием транспортных потоков на перекрестках. Число торможений в этих условиях составляет от 1 до 4 в минуту [8]. Кроме того, троллейбус замедляет движение при подъезде к остановке и разгоняется, отъезжая от нее. Частые торможения троллейбуса приводят к тому, что его рабочая тормозная система является одной из наиболее нагруженных.

Известно, что при торможении машины ее кинетическая и потенциальная энергия переходят в тепловую, что сопровождается нагревом тормозных механизмов и, как следствие, увеличением износа фрикционных пар и снижением их коэффициента трения вплоть до 40 % [9]. Снижение коэффициента трения приводит к тому, что механизмы рабочей тормозной системы (РТС) не в состоянии обеспечить нормативные требования к тормозным свойствам транспортного средства. Кроме того, нагрев тормозных механизмов нарушает правильную работу подшипников ступиц колес, приводит к нарушению регулировки тормозов, что в сложных го-

родских условиях снижает безопасность движения и производительность подвижного состава городского транспорта.

Известным решением данной проблемы является использование тормозов-замедлителей (ТЗ) в составе вспомогательной тормозной системы (ВТС). Следует отметить, что в отношении пассажирских транспортных средств Правила предписывают обязательное наличие ВТС, т. е. "системы замедления", только на междугородных и туристических автобусах дальнего следования категории М3. В соответствии с Правилами "система замедления" — дополнительная система торможения, которая обеспечивает и поддерживает эффект торможения в течение длительного времени без значительного ухудшения эксплуатационных характеристик. Таким образом, формально установка ВТС на троллейбусах не обязательна, однако частые служебные торможения и возможность рекуперации энергии предопределяют ее применение.

Известно, что число служебных торможений составляет $97\div99\%$ от общего числа торможений [10]. В городских условиях среднее замедление движения находится в пределах $0,8\div4,7\text{ м/с}^2$ [8], нормативное его значение при торможении двигателем должно составлять не менее $0,5\text{ м/с}^2$ [1]. Кроме того, эффективность торможения двигателем оценивается способностью ВТС стабилизировать скорость автомобиля в пределах $30 \pm 5\text{ км/ч}$ на затяжных спусках с уклоном 6% [1]. Целесообразность применения ВТС на том или ином автомобиле определяется в основном тормозными характеристиками ТЗ и эффективностью ВТС, которые требуют детального изучения.

Применение разного рода ВТС на транспортных средствах рассматривается в работах Д. Т. Гапояна, И. В. Балабина, М. П. Иванникова, Н. В. Богдана и др. В большинстве работ рассматриваются моторные ТЗ как наиболее распространенные на автомобилях с ДВС и отличающиеся относительной простотой конструкции, надежностью и небольшой стоимостью, хотя и обладающие невысокой замедляющей способностью и выполняемые чаще всего нерегулируемыми.

Известны способ автоматического поддержания постоянной скорости движения машины на затяжном спуске путем периодического включения и выключения нерегулируемого замедлителя, а также вариант регулирования величины замедления при торможении моторным ТЗ пропорционально перемещению органа управления ВТС [7]. Наиболее целесообразным для использования на троллейбусах является электродинамический ТЗ, по сути представляющий собой уже имеющийся тяговый электродвигатель (ТЭД), способный работать в генераторном режиме для создания тормозного момента. Вырабатываемая при этом электроэнергия превращается в тормозных реостатах в тепловую,

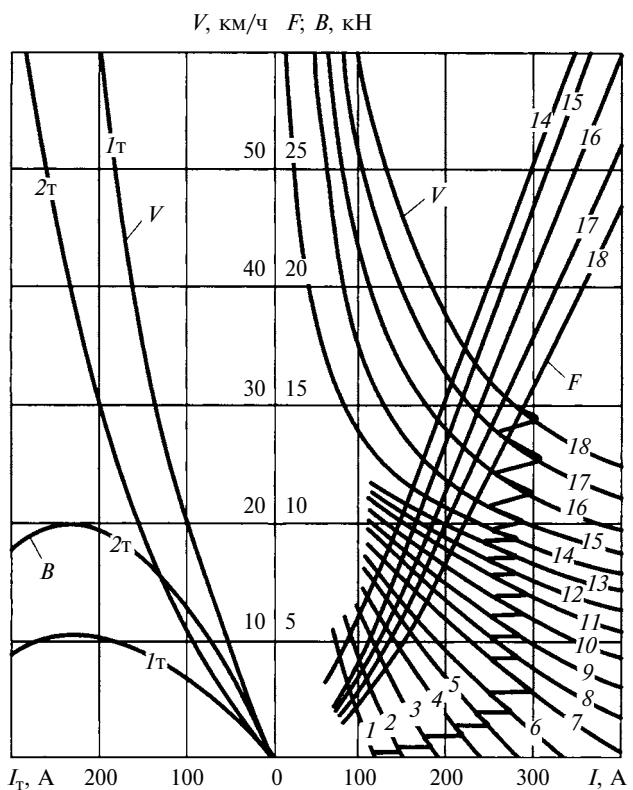


Рис. 1. Электромеханические характеристики тягового электродвигателя ЭК-213 с реостатно-контакторной системой управления

которая рассеивается в окружающую среду. При использовании же современных полупроводниковых систем управления двигателем значительная часть вырабатываемой электроэнергии может бытьозвращена в контактную сеть либо накапливаться в специальных установках, что существенно повышает экономичность троллейбуса. В отличие от моторных электродинамические замедлители способны создавать достаточно большое замедление (2 м/с^2) [11]. При их использовании актуальна задача обеспечения регулирования тормозного момента в соответствии с перемещением органа управления. При этом следует учитывать, что тормозной момент в свою очередь зависит от типа и параметров самого двигателя, его системы управления, а также от скорости движения, при которой производится торможение.

Применение электродинамического ТЗ на троллейбусах исследовали И. С. Ефремов, Л. Я. Коган, Л. С. Байрыева и др., которые рассматривали электромеханические характеристики вида $M_t = f(I)$, $\omega_{\text{дв}} = f(I)$ тяговых двигателей, работающих в тормозном режиме (здесь M_t — тормозной момент двигателя; $\omega_{\text{дв}}$ — угловая скорость якоря электродвигателя; I — ток в обмотке якоря). Пример такой характеристики электродвигателя, применяемого на троллейбусах с реостатно-контакторной системой управления (РКСУ), показан на рис. 1 [12]. В первом квадранте приведены зависимости (1÷18),

отражающие работу в тяговом режиме для 18 ходовых ступеней контроллера системы управления. Во втором квадранте представлен тормозной режим (кривые 1_t и 2_t) для двух ступеней контроллера. Из рис. 1 видно, что изменения скорости V троллейбуса, тяговой F и тормозной B сил на ведущих колесах зависят от тока I якоря. Однако для теоретического исследования динамики автомобиля, как известно, приемлемы механические характеристики, представляющие собой зависимости силовых параметров двигателя от угловой скорости его выходного вала. Зачастую отсутствующую механическую характеристику электродвигателя с конкретной системой управления [РКСУ, тиристорно-импульсная (ТИСУ), транзисторная (IGBT)] можно получить экспериментальным путем либо путем перестроения его электромеханических характеристик. Следует отметить, что работы по комплексному исследованию эффективности ВТС на троллейбусах практически отсутствуют.

ВТС, применяемые на троллейбусах, относятся к системам замедления, устройство управления которыми совмещено с устройством управления РТС таким образом, что система замедления и РТС включаются одновременно или в соответствующей последовательности с помощью комбинированного устройства управления [1]. При этом в начале хода тормозной педали происходит управление ВТС, а при дальнейшем ее ходе — регулирование эффективности ВТС и РТС. Однако, работая совместно, каждая из систем не учитывает влияния другой на общую эффективность торможения. Расчет же (выбор) тормозных камер и тормозных механизмов колес осуществляется без учета действия на них электродинамического ТЗ. Этот вопрос, очевидно, требует детального исследования с целью согласования работы двух систем для повышения эффективности и экономичности троллейбуса в целом. Кроме того, данный вопрос актуален в связи с требованием проведения испытаний по определению тормозных качеств только с подсоединенными двигателем, когда транспортное средство полностью или частично использует электродвигатель, постоянно подсоединеный к колесам [1].

При торможении двигателем на ведущие колеса транспортного средства действует момент, образо-

ванный двумя составляющими: тормозной $M_{дв}$ и противоположно ей направленной инерционной $M_{ин}$. Влияние последней с увеличением интенсивности торможения возрастает, а эффективность использования моторного тормоза при этом падает. Авторы некоторых работ, посвященных совместному использованию ВТС и РТС, делают вывод о его целесообразности при условии $M_{дв} > M_{ин}$, т. е. когда двигатель способствует торможению. Однако при этом следует учитывать, что РТС изначально проектируется на эффективность при условиях, близких к условиям сцепления колес с дорогой, и очевидно, что дополнительный тормозной момент на ведущих колесах от ВТС может привести к их блокированию, и, как следствие, ухудшению тормозных свойств и устойчивости движения машины. Обоснованность такого подхода подтверждают некоторые результаты исследований, проведенных на ОАО "Белкоммунмаш", частично представленные на рис. 2 [13], а также описанные в изобретениях, в которых предлагается во избежание блокирования ведущих колес уменьшать воздействие на них одной из совместно работающих тормозных систем (ВТС или РТС). Из рис. 2 видно, что при совместном использовании двух систем наблюдаются резкое уменьшение угловой скорости и последующее блокирование ведущего колеса второго моста (кривая 4) через 2,1 с после начала торможения до полной остановки троллейбуса.

Таким образом, совместное торможение ВТС и РТС не рассматривалось в должной мере с точки зрения возможности реализации суммарной тормозной силы по условиям сцепления ведущих колес с дорогой, а также с точки зрения повышения общей эффективности тормозных систем в результате согласования их работы. Это особенно актуально при использовании в троллейбусах электродинамических ВТС, способных развивать сравнительно высокое замедление машины. В связи с этим требуются дополнительные научные исследования торможения троллейбуса при совместном действии ВТС и РТС.

Отдельно следует рассматривать создание тормозных систем сочлененных троллейбусов. Поскольку детальные исследования их торможения не проводились, то при изучении данного вопроса от-

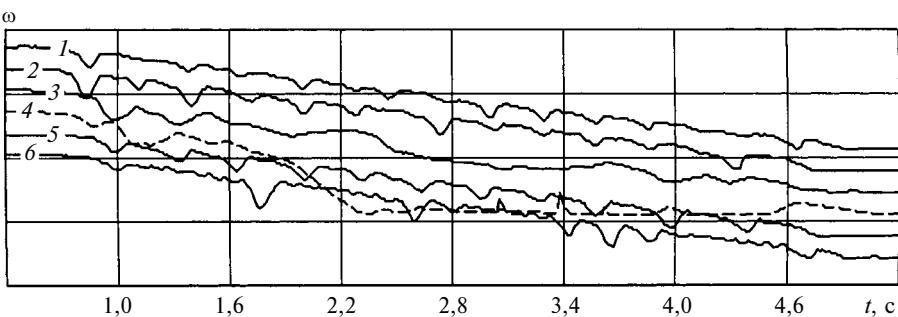


Рис. 2. Относительные угловые скорости колес при торможении сочлененного троллейбуса с совместным использованием ВТС и РТС в зависимости от времени:

1 и 2 — передние управляемые колеса;
3 и 4 — колеса ведущего моста; 5 и 6 — колеса полуприцепа

правной точкой могут стать труды в области динамики торможения автомобильных и тракторных поездов.

Одной из очевидных особенностей конструкции автопоезда — тягача с полуприцепом, является шарнирная связь между звенями, ухудшающая устойчивость его движения при торможении. В этом случае полуприцеп, накатываясь на тягач, сжимает сцепное устройство, что способствует заносу колес заднего моста тягача и складыванию автопоезда. Для предотвращения этого в пневмоприводах тормозных систем применяют, во-первых, устройства, повышающие быстродействие срабатывания контура прицепа, а во-вторых, устройства, обеспечивающие опережающее срабатывание привода прицепного состава: разного рода ускорительные клапаны; клапаны управления тормозами прицепа; электропневматические приводы с вышеназванными функциями. Также известны системы, в которых при торможении тягача моторным ТЗ обеспечивается подтормаживание колес прицепа постоянным небольшим давлением с помощью релейного электромагнитного клапана. Известны изобретения, описывающие: тормозную систему автопоезда, позволяющую пропорционально перемещению органа управления ВТС создавать не только тормозной момент двигателя, но и тормозную силу на колесах прицепа; системы, в которых предусмотрено повышение давления в тормозных камерах прицепа, пропорциональное росту давления в выпускном коллекторе двигателя. При этом комплексным параметром, оценивающим качество совместной работы, может быть усилие в тягово-сцепном устройстве [4, 7]. Однако следует учитывать два негативных обстоятельства:

постоянное подтормаживание прицепа при использовании ВТС может приводить к перегреву тормозных механизмов, потере их эффективности и интенсивному изнашиванию;

при тормозных силах прицепа, превышающих силы сцепления колес с дорогой, целесообразность повышения устойчивости автопоезда подобным образом может оказаться сомнительной [10].

Отмеченные недостатки характерны для автопоездов, в которых ТЗ устанавливаются на тягаче. В этом случае актуально создание простых и эффективных конструкций ТЗ для прицепов, так как только этот вариант позволяет однозначно решить проблему эффективного и безопасного торможения автопоезда с помощью ВТС [10]. Таким образом, очевидна необходимость дополнительных комплексных исследований динамики торможения сочлененных троллейбусов с целью создания для них эффективных тормозных систем.

В зависимости от целей и задач исследований динамики торможения автомобильных и тракторных поездов работы в данном направлении [4, 7, 10, 14, 15 и др.] и предлагаемые в них математиче-

ские модели отличаются прежде всего степенью универсальности. Так, в некоторых работах не учитывается наличие зазора и упругодемпфирующих свойств сцепного устройства. В отдельных исследованиях трансмиссия не рассматривается как звено расчетной схемы системы либо рассматривается в виде двух-, трехмассовой модели. В некоторых исследованиях не учитываются упругодемпфирующие свойства подвески и (или) перераспределение сцепного веса. В то же время отсутствуют модели, одновременно учитывающие данные свойства, что важно именно для троллейбуса (сочлененного троллейбуса с упругими шарнирами в тягово-сцепном устройстве) с тяговым приводом, участвующим в торможении.

Таким образом, с целью создания высокоеффективных тормозных систем, повышающих экономичность и безопасность троллейбусов, необходимо решить следующие задачи:

определить механические тормозные характеристики тяговых электродвигателей с различными системами управления, устанавливаемых на троллейбусах;

разработать математическую модель динамики торможения сочлененного троллейбуса, учитывающую: упругодемпфирующие свойства шин, подвески и сцепного устройства; зазор в сцепном устройстве; инерционные и упругодемпфирующие свойства трансмиссии; характеристики двигателя; условия сцепления колеса с дорогой;

определить алгоритм и характеристики регулирования ВТС, в том числе с проработкой вариантов установки ТЭД на разные оси сочлененного троллейбуса;

определить критерии целесообразности, алгоритмы и характеристики совместного торможения РТС и ВТС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Единообразные** предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, Н и О в отношении торможения: Правила ЕЭК ООН № 13 (10) / Пересмотр 6. Введ. 01.07.10. Минск: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2010. 280 с.

2. **ГОСТ 22895—77.** Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Общие технические требования: Введ. 01.01.81. Минск: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2011. 20 с.

3. **ГОСТ 4364—81.** Приводы пневматические тормозных систем автотранспортных средств. Общие технические требования. Введ. 01.01.82. Минск: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2010. 12 с.

4. **Ким В. А.** Методология создания систем активной безопасности автотранспортных средств на основе силового анализа / Под ред. Р. И. Фурунжиева. Могилев: Белорус.-российский ун-т, 2003. 344 с.

5. **Активная** безопасность автомобиля / В. Г. Бутылин и др. Минск: НИРУП "Белавтотракторостроение", 2002. 183 с.

В. В. СТАНОВСКОЙ, С. М. КАЗАКЯВИЧЮС, Т. А. РЕМНЕВА, В. М. КУЗНЕЦОВ (ЗАО "Технология маркет", г. Томск), А. М. БУБЕНЧИКОВ, д-р физ.-мат. наук, Н. Р. ЩЕРБАКОВ, канд. физ.-мат. наук (Томский ГУ), И. ШМИДТ (SEW-EURODRIVE GmbH & Co, Bruchsal/Germany), e-mail: nrs@math.tsu.ru

Двухступенчатый редуктор на основе эксцентриково-циклоидального зацепления (зацепление ExCyGear)

Спроектирован и изготовлен опытный образец двухступенчатого редуктора с эксцентриково-циклоидальным зацеплением колес (зацепление ExCyGear) с передаточным отношением 50 на номинальный выходной момент 100 Н·м.

Ключевые слова: двухступенчатый редуктор, эксцентриково-циклоидальное зацепление, пятно контакта, измерение.

The design and production results of a prototype of two-stage gear with the eccentric-cycloidal engagement (ExCyGear linkage) with the gear ratio of 50 on the nominal output torque of 100 Nm are presented

Keywords: two-stage gear, eccentric-cycloidal engagement, contact patch, measurement.

В работах [1–3] описан новый принцип зубчатого зацепления, в котором меньшее колесо имеет, по крайней мере, один винтовой зуб в форме эксцентрика, а большее колесо — винтовые зубья циклоидального профиля. В настоящее время зацепление с такими профилями зубьев получило название ExCyGear. В этих же работах теоретически предсказаны основные преимущества предлагаемого зацепления:

уменьшение массы и габаритных размеров редукторов с ЭЦ-зацеплением;

увеличение передаточного отношения в одной ступени до 20;

увеличение нагрузочной способности редуктора и сохранении габаритных размеров;

увеличение срока службы и повышение надежности путем уменьшения контактных напряжений и увеличения размеров зубьев, что приводит к снижению их напряжений на изгиб ниже критических;

повышение работоспособности при увеличенных перекосах и межцентровых зазорах без ухудшения силовых характеристик.

Перед разработчиками была поставлена задача спроектировать в одном корпусе четыре редуктора с одинаковым номинальным выходным моментом и передаточными отношениями $u = 30, 50, 100$ и 140 . Для обеспечения максимального передаточного отношения $u = 140$ была выбрана двухступенчатая схема. При этом выходная ступень была одинаковой для всех четырех редукторов ($u = 10$). Входные ступени имели соответственно $u = 3, 5, 10$ и 14 . Были рассчитаны, спроектированы и изготовлены четыре комплекта зубчатых колес с зацеплением ExCyGear для этих ступеней. Двухступенчатый редуктор (рис. 1, а–б) с $u = 50$ ($u_1 = 5, u_2 = 10$) прошел испытания на немецкой фирме SEW Eurodrive.

Ведущее колесо 1 первой ступени выполнено заодно с входным валом 2 и имеет два винтовых зуба 3. Ведомое колесо 4 этой ступени установлено на промежуточном валу 5 и имеет 10 винтовых зубьев 6. Ведущее колесо 7 второй ступени выполнено заодно с промежуточным валом 5 и имеет один винтовой зуб 8. Выходное колесо 9 редуктора имеет 10 винтовых зубьев 10. На рис. 1, б даны профили зубьев всех колес в торцевых сечениях. Про-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 37)

6. Ревин А. А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения. Волгоград: РПК "Политехник", 2002. 372 с.

7. Богдан Н. В. Разработка теоретических основ и создание систем регулирования тормозных сил на осях тракторного поезда: Дис. ... д-ра техн. наук. Минск, 1983. 357 с.

8. Гуревич Л. В. Некоторые результаты экспериментального определения режимов работы тормозных систем в эксплуатации // Автомобильная промышленность. 1972. № 3. С. 20–22.

9. Соцков Д. А. Повышение активной безопасности автотранспортных средств при торможении: Дис. ... д-ра техн. наук. Владимир, 1988. 547 с.

10. Балабин И. В. Исследование устойчивости автопоездов при торможении вспомогательной тормозной системой. М.: НИИАвтоПром, 1977. 42 с.

11. Высоцкий М. С., Гилелес Л. Х., Херсонский С. Г. Грузовые автомобили: Проектирование и основы конструирования. М.: Машиностроение, 1995. 256 с.

12. Ефремов И. С., Косарев Г. В. Теория и расчет троллейбусов. Электрическое оборудование: учеб. пособие. В 2 т. М.: Высшая школа, 1981. Т. 2. 248 с.

13. Сафонов А. И. Согласование работы вспомогательной и антиблокировочной тормозных систем троллейбуса // Вестник НАН Беларуси. Сер. физ.-техн. наук. 2006. № 4. С. 54–57.

14. Котельников В. Н. Исследование колебаний двухсекционных сочлененных машин с угловой упругодемптирующей связью секций: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. / Волгоградский ПИ. Волгоград, 1978. 24 с.

15. Тракторные поезда / П. П. Артемьев и др.; под ред. В. В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1982. 183 с.

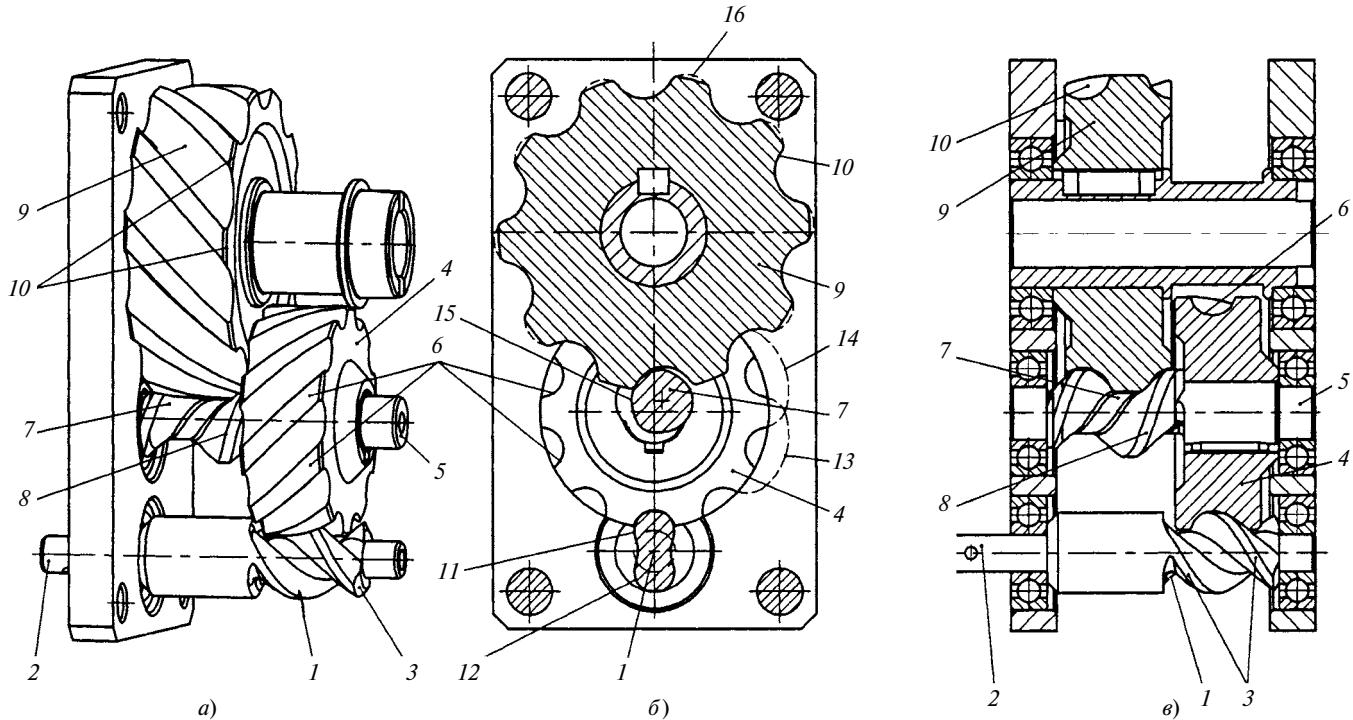


Рис. 1. Общий вид двухступенчатого редуктора с зацеплением ExCyGear (а), поперечный (б) и продольный (в) разрезы

фили зубьев меньших колес образованы дугами окружностей, эксцентрично смещенных относительно осей вращения колес, а профили больших колес в этих же сечениях представлены участками циклоидальных кривых (отсюда название зацепления Exenter-Cycloid Gear — сокращенно ExCyGear). Профили зубьев 3 меньшего колеса первой ступени в торцевых сечениях представлены дугами окружностей 11 и 12, эксцентрично смещенных относительно оси вращения колеса. Профили зубьев 6 большего колеса 4 образованы участками двух циклоидальных кривых 13 и 14. Зуб 8 меньшего колеса 7 второй ступени образован дугой эксцентрично смещенной окружности 15, а профиль зубьев колеса 9 этой же ступени — участками циклоидальной кривой 16.

Согласно теории в зацеплении ExCyGear имеет место непрерывная линия контакта [2, 3], которая с учетом погрешностей (отклонения межцентрового расстояния от расчетного, непараллельности осей вращения колес) превращается в пятно контакта, перемещающееся при вращении колес вдоль винтовой линии [4].

Винтовые зубья колес были изготовлены фрезерованием концевой фрезой на вертикально-фрезерном обрабатывающем центре. Собранный в корпусе редуктор был испытан на стенде. При различных режимах нагружения исследовали пятно контакта на поверхности ведомых колес, измеряли температуру масла, КПД и планировали измерить уровень шума редуктора. Однако он оказался ниже уровня, соответствующего требованиям к самым

малошумным редукторам, поэтому от численных измерений шума отказались.

Испытательный стенд (рис. 2, см. на обложке) представляет собой станину, на которой установлены электродвигатель, редуктор 1 и электрогенератор. Для компенсации возможных перекосов входной 2 и выходной 3 валы редуктора присоединяли к валам электродвигателя и генератора с помощью карданных валов 4. На входе и выходе редуктора устанавливали соответственно датчики 5 и 6 измерения момента. Нагрузка обеспечивалась генератором и изменялась дискретно от 20 до 80 Н·м с шагом 10 Н·м. Частота вращения входного вала составляла 1500 мин⁻¹. Температуру корпуса редуктора и масла в нем измеряли соответственно датчиками 7 и 8. Испытания проводили непрерывно в реверсивном режиме при вращении в каждую сторону в течение 24 ч, после чего исследовали поверхность колес и повышали нагрузку на стенде. Для визуального определения пятна контакта поверхность колес перед испытаниями покрывали краской.

На рис. 3, а, б (см. на обложке) показаны типичные поверхности зубьев ведомого колеса 4 первой ступени. Нагрузка на выходе составляла 80 Н·м, т. е. была близка к номинальной расчетной. На рис. 4, а, б (см. на обложке) показаны поверхности ведомого колеса 9 второй ступени.

Анализ поверхностей показал, что пятно контакта на винтовых поверхностях зубьев обоих колес вытянуто вдоль непрерывной винтовой линии. На колесе 4 первой ступени наблюдается легкая нерав-

Коэффициент полезного действия редуктора, %, при вращении вала в прямом и обратном направлениях

$M_{\text{вых}}$, Н · м	Частота вращения вала, мин ⁻¹											
	-2500	-2000	1500	-1000	-750	-300	300	750	1000	1500	2000	2500
-100	81,3	79,9	79,0	77,9	77,4	76,2						
-86	81,4	79,7	78,5	77,5	77,1	75,9						
-71	81,6	79,2	78,2	77,0	76,6	75,3						
-57	81,5	78,3	77,1	75,9	75,7	74,8						
-43	79,0	76,9	75,5	74,4	74,4	73,9						
-29	74,9	74,7	73,2	71,8	72,1	71,8						
-14	75,4	67,6	64,6	64,4	64,4	64,8						
14							59,7	55,6	54,0	51,0	51,4	48,8
29							67,3	65,4	64,8	36,4	62,6	59,8
43							70,0	69,3	69,3	68,8	68,2	65,5
57							71,6	71,6	71,8	71,6	71,5	69,7
71							72,9	73,1	73,2	73,6	73,4	71,9
86							73,8	74,2	74,3	74,8	74,7	73,6
100							74,3	74,7	75,0	75,5	75,6	74,7

номерность нагружения активного профиля зуба, которая с повышением нагрузки увеличивается. На колесе 9 второй ступени неравномерность нагрузки активной поверхности больше, чем на колесе 4, и линия контакта приобретает вид страт, образование которых, на наш взгляд, обусловлено дискретностью движения инструмента по поверхности при нарезании зубьев. Дискретность, в свою очередь, определяется линейными перемещениями станка при обработке деталей по управляющей программе.

При обоих направлениях вращения заметны также небольшие участки контакта на пассивной задней поверхности зубьев. С повышением нагрузки эти участки увеличиваются, что, возможно, вызвано изгибом входного вала. Попытка провести аналогичные измерения для колеса 9 при нагрузке 90 Н · м привела к перегрузке испытательного стенда, который через 30 мин работы автоматически отключился. Попытка повысить нагрузку до слома зуба закончилась поломкой входного вала, на котором были технологические отверстия для точной установки вала при обработке колеса 4 (рис. 5, см. на обложке).

На рис. 6 (см. на обложке) представлены диаграммы изменения температур окружающей среды (T_c), масла (T_m) в корпусе редуктора и их разности ($T_c - T_m$) в зависимости от величины выходного момента ($M_{\text{вых}}$) для двух направлений вращения (прямого "+" и обратного "-"). Видно, что разность температур с повышением нагрузки слабо растет от 7,5 примерно до 18 °C. Это означает, что потери энергии в зацеплении чрезвычайно малы. Был также измерен полный КПД редуктора при разных направлениях и частотах вращения и различных нагрузках. Результаты измерений приведены в таблице. Видно, что минимальный КПД при обоих направлениях вращения составляет около 60 % при минимальном выходном моменте; максимальный КПД для разных направлений вращения различен и меняется в пределах 75–81 % при максимальной

нагрузке. Следует заметить, что в таблице приведены значения КПД, измеренные для редуктора вместе с испытательным стендом. Для сравнения стоит привести теоретически рассчитанные значения КПД: для первой ступени он составляет 94,6 %, для второй — 84,7 % (при коэффициенте трения $f_{\text{тр}} = 0,075$). Общий расчетный КПД редуктора без учета потерь в подшипниках составляет 80,1 %. Расхождение расчетного и измеренного КПД, особенно при невысоких нагрузках, объясняется, по-видимому, наличием условно постоянных потерь энергии в самом стенде (в подшипниках, карданных валах, двигателе, генераторе и т. п.). Эти потери при низких нагрузках составляют значительную часть от подведенной энергии, их доля в общих потерях снижается при увеличении нагрузки.

Таким образом, испытания редуктора подтвердили основные положения теории ExCyGear-зацепления [5], на основании которой выше были показаны преимущества нового зацепления. Описанное зацепление колес патентуется в России и за рубежом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Новый вид зацепления колес с криволинейными зубьями /** В. В. Становской, С. М. Казакявицюс, Т. А. Ремнева и др. // Справочник. Инженерный журнал. 2008. № 9 (138). С. 34–39.
2. **Математическое моделирование работы редуктора с циклоидально-эксцентриковым зацеплением /** А. М. Бубенчиков, Н. Р. Щербаков, В. В. Становской и др. // Вычислительные технологии. 2009. Т. 14. № 2. С. 51–57.
3. **Пат. 2338105 Рос. Федерации:** Зацепление колес с криволинейными зубьями (варианты) и планетарная передача на его основе.
4. **Performance of Eccentric-Cycloid Engagement with Change in the Interaxial Distance: Modification of Tooth Configuration /** S. M. Kazakjavichyus, V. V. Stanovskoy, T. A. Remneva et al. // Russian Engineering Research. 2011. Vol. 31. N. 3. P. 197–199.
5. **Щербаков Н. Р.** Математическое и компьютерное моделирование динамического состояния систем передачи движения: Автореф. дис. ... д-ра физ.-мат. наук / ТГУ. Томск, 2009. 30 с.

Н. К. САНАЕВ, В. П. ТЫНЯНСКИЙ, С. А. АЛИМОВ, кандидаты технических наук (Дагестанский ГТУ, г. Махачкала),
e-mail: nurik909@mail.ru

Новая конструкция всасывающего клапана газораспределительного механизма судового малоразмерного дизеля

Предложена новая конструкция всасывающего клапана газораспределительного механизма, обеспечивающая улучшенный теплообмен.

Ключевые слова: всасывающий клапан, газораспределительный механизм, донышко, серпообразные лопасти, направляющая.

A new design of the primary valve of gas-distributing mechanism, ensuring the enhanced heat exchange, has been proposed.

Keywords: primary valve, gas distribution mechanism, bottom, sickle-shaped blades, guide.

Улучшение технических характеристик двигателей внутреннего сгорания (ДВС) связано со снижением расхода q_e топлива, повышением эффективной мощности P_e , снижением токсичности отработавших газов и улучшением коэффициента α избытка воздуха [1]. Известно, что чем ближе коэффициент α к единице, тем лучше горение топлива, меньше его расход, выше мощность ДВС и ниже токсичность выхлопа.

Следует заметить, что в существующих конструкциях малоразмерных ДВС пространство для размещения как всасывающих, так и выхлопных клапанов ограничено диаметральными размерами втулок цилиндров, что не позволяет увеличить диаметр тарелки клапана. Кроме того, кулачок распределительного вала ограничивает время прохождения воздуха в цилиндр через кольцевой зазор между головкой цилиндров (ГЦ) и клапаном. Поэтому представляет интерес совершенствование механизма газораспределения ДВС и, в частности, его составляющих, в том числе и клапанов. Известно много конструкций клапанов, изготовленных из разных материалов, а также способов их работы в ГЦ автомобильных двигателей и судовых дизелей [2, 3].

В статье рассмотрена новая конструкция всасывающего клапана ГЦ для малоразмерного дизеля 4Ч9,5/11. Клапан (рис. 1), изготовленный из стали 40Х (ГОСТ 4543—71), имеет плоскую тарелку с посадочным пояском, расположенным под углом 45° к седлу клапана ГЦ. Шток всасывающего клапана устанавливается в направляющей втулке, предусмотренной конструкцией ГЦ. В верхней части штока клапана имеются две канавки — верхняя

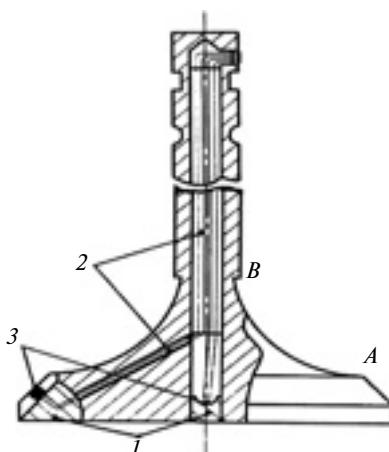


Рис. 1. Схема заделки термопар и распределение температуры по тарелке клапана дизеля 4Ч9,5/11 при $P_{e\text{ном}} = 57,5 \text{ Н/см}^2$, $n_{\text{ном}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $t_{\text{воды}} = 90^\circ$, степени сжатия $\varepsilon = 17$: 1 — заглушки; 2 — изоляторы; 3 — спай термопар; AB — необработанная поверхность клапана

для фиксации сухариков, удерживающих тарелку пружины клапана, нижняя — для стопорного кольца, предотвращающего падение клапана в цилиндр двигателя.

Функция всасывающего клапана — за минимальный промежуток открытия (момент перекрытия клапанов) обеспечить вентиляцию цилиндра и наибольшее заполнение цилиндра свежим воздухом.

Предлагаемая конструкция клапана позволяет закручивать поступающий в цилиндр воздух, что повышает его плотность и улучшает гомогенизацию распыляемого топлива. Кроме того, благодаря завихрению воздуха и увеличению его скорости снижается температура самой тарелки клапана. Выполненные на клапане лопасти (рис. 2, a) толщиной 1 мм и более могут располагаться под углом от 15 до 45° к оси штока. Заготовки клапанов получают горячей объемной штамповкой.

Температурное состояние всасывающего клапана исследовали с помощью хромель-копелевой термопары [4], которую задевали в центре тарелки клапана (см. рис. 1). Для определения температуры на притирочной поверхности клапана термопару задевали также по радиусу от оси клапана к середине этой поверхности. Учитывая, что клапан — деталь подвижная, сигналы с термопар снимали непрерывно, что стало возможным благодаря сравнительно небольшому ходу клапана и относительно высокой жесткости проволоки термоэлектродов Ø0,5 мм. Глубина заделки термопары — 1 мм. Термоэлектроды изолировали с помощью фарфоровых трубок. Свободные концы термоэлектродов в выводах штуцера заливали зубопротезным цементом. Сигналы с термопар регистрировали и записывали автоматическим электронным шеститочечным потенциометром ЭПР.09 на диаграммную ленту с точностью ±0,5 %.

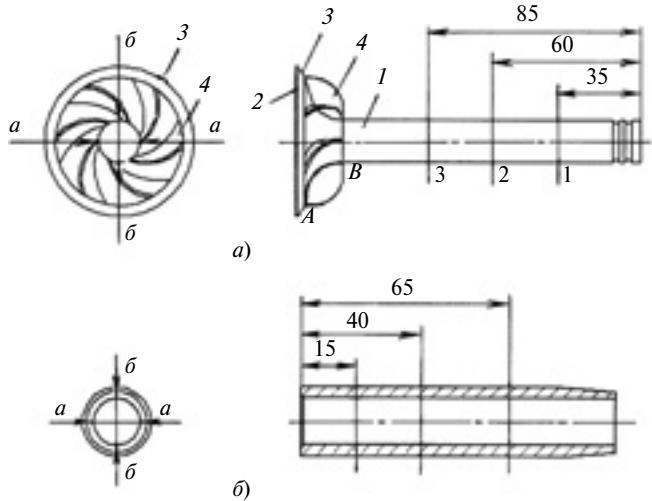


Рис. 2. Конструкции всасывающего клапана (а) и направляющей втулки (б):
1 — направляющая шлифованная часть штока клапана; 2 — тарелка; 3 — притирочная поверхность; 4 — лопасти; АВ — необработанная поверхность; стрелки а и б — направления коробления соответственно вдоль и поперек оси; 1÷3 — номера поясков

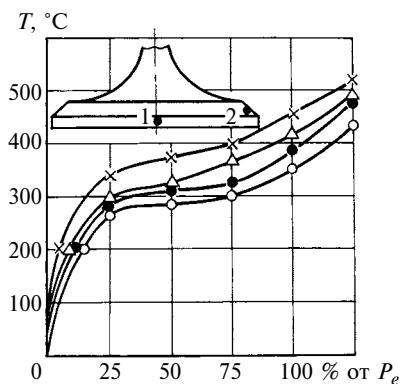


Рис. 3. Кривые распределения температуры по тарелке клапана при разных нагрузках P_e :

●, ○ — соответственно серийного и опытного клапанов в точке 1; ×, Δ — то же, в точке 2

Очевидно, что при работе двигателя на режиме 110 % от P_e возможно повышение температуры клапана и, как следствие, коробление его тарелки в разных направлениях (см. рис. 2, стрелки а и б), что ведет к нарушению уплотнения кольцевого зазора всасывающего клапана и снижению степени сжатия.

Наличие лопастей 4 (см. рис. 2, а) на тарелке клапана значительно улучшает его теплообмен. Температуры (рис. 3) в центре (точка 1) и на периферии (точка 2) тарелки клапана предлагаемой конструкции различаются на 10 °C, а у серийного клапана эта разница

составляет 50 °C. Таким образом, новая конструкция клапана обеспечивает более плавное изменение температуры от притирочной по-

верхности к центру и плотное прилегание седла клапана к ГЦ.

Износстойкость пары трения "шток — направляющая втулка" клапана новой конструкции исследовали в специализированной лаборатории завода-изготовителя. Испытания проводили в течение 500 ч в пять этапов по 100 ч каждый. В ходе испытаний дизель в течение каждого из этапов работал на режимах, указанных в табл. 1, при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. Для ускоренного измерения износа во втором и четвертом цилиндрах дизеля были установлены клапаны новой конструкции, а в первом и третьем — серийные. Износ (табл. 2) измеряли только на установленных режимах через каждые 2 ч работы при нагрузках 25÷50 % от P_e не менее двух раз за режим.

После каждого 100 ч работы проводили профилактический ос-

Таблица 1

Этап испытания	Нагрузка P_e			Время работы
	% от P_e	кВт	Н	
1	Холостой ход	—	—	0÷15 мин
2	25	11,025	100	1 ч
3	50	22,05	200	1 ч 25 мин
4	75	33,075	300	5 ч
5	100	44,1	400	90 ч
6	110	48,51	440	200 ч

Таблица 2

Номер цилиндра	Номер пояска (см. рис. 2)	Диаметр всасывающего клапана				Максимальный износ	
		до испытаний в направлениях		после испытаний в направлениях			
		а	б	а	б		
1	1	8,938/9,040	8,940/9,080	8,930/9,080	8,930/9,100	0,009/0,030	
	2	8,936/9,060	8,940/9,080	8,930/1,008	8,935/9,099	0,005/0,024	
	3	8,940/9,060	8,940/9,085	8,930/9,098	8,930/9,100	0,010/0,029	
2	1	8,945/9,030	8,930/9,020	8,935/9,050	8,923/9,050	0,008/0,025	
	2	8,945/9,035	8,942/9,030	8,935/9,060	8,935/9,060	0,009/0,025	
	3	8,943/9,040	8,937/9,040	8,135/9,090	8,930/9,060	0,010/0,040	
3	1	8,940/9,050	8,940/9,050	8,935/9,087	8,935/9,050	0,005/0,030	
	2	8,940/9,050	8,935/9,050	8,935/9,065	8,935/9,075	0,005/0,015	
	3	8,945/9,000	8,948/9,055	8,930/9,070	8,935/9,060	0,015/0,010	
4	1	8,940/9,045	8,940/9,045	8,935/9,076	8,935/9,080	0,005/0,030	
	2	8,940/9,055	8,940/9,050	8,935/9,065	8,935/9,080	0,005/0,020	
	3	8,944/9,055	8,945/9,050	8,930/9,507	8,930/9,080	0,014/0,028	

П р и м е ч а н и е. В числителе приведены результаты измерений штоков, в знаменателе — направляющих втулок клапанов новой конструкции дизеля 4Ч9,5/11 после 500 ч работы.

В. С. ТЕРЕЩУК, канд. техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
e-mail: velta-nv@mail.ru

Газогенератор водорода на металлизированном топливе¹

Предложена экспериментальная разработка газогенератора на металлизированном твердом топливе, при взаимодействии которого с водой получается водород, выделяемую при этом теплоту можно использовать в промышленных целях.

Ключевые слова: газогенератор, водород, металлизированное топливо, горение.

An experimental gas generator design on the metallized solid fuel, at interaction of which with water the hydrogen is produced, has been proposed. The heat being released at that can be used for industrial purposes.

Keywords: gas generator, hydrogen, metallized fuel, combustion.

Предлагается экспериментальная разработка газогенератора водорода на металлизированном твердом топливе (МТТ), при активном взаимодействии которого с водой получается водород, при этом выделяется значительное количество теплоты, которую можно использовать в промышленных целях. На энергетические свойства наиболее активных металлов

указывал еще Д. И. Менделеев. Подсчитано, что при взаимодействии, например, 1 л алюминия с водой можно получить теплоты в 2,5 раза больше, чем при использовании 1 л бензина, и при этом абсолютно безвредные продукты сгорания — окись алюминия и пары воды.

Рассмотрим некоторые проблемы, возникшие при разработке газогенератора.

В газогенераторе использовали топлива с содержанием метал-

ла более 50 %. При сгорании таких топлив нельзя пренебрегать поведением конденсированной фазы, особенно в условиях ее агломерации как на поверхности горящего торца, так и в потоке продуктов сгорания по длине камеры сгорания вплоть до критического сечения сопла. В этих случаях полнота сгорания металла в значительной степени зависит от длины зон горения и их взаимного расположения. Было исследовано горение МТТ с впрыскиваемой в камеру сгорания водой. Во всех случаях рассматривалось торцевое горение. Полноту сгорания оценивали экспериментально и теоретически по конечной характеристике — удельной газоизводительности q ($\text{л}/\text{м}^3$) 1 кг сгоревшего МТТ. Наибольшее значение q достигается при оптимально подобранном расстоянии от фронта первичного горения (ФПГ) до фронта вторичного горения (ФВГ) (рис. 1). ФПГ — зона, в которой горение проходит за счет небольшого количества собственного окислителя; ФВГ — зона, в которой основное сгорание МТТ проходит в окислитель-

¹ Работа выполнена при поддержке РФФИ по гранту № 10-08-00336-А.



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 44)

мотри и техническое обслуживание дизеля согласно инструкции. После испытаний проводили микрометрирование сопряжений миниметром с ценой деления 0,001 мм. Было отмечено, что за время испытаний зазоры в сопряжениях "шток — направляющая втулка" клапанов новой конструкции составили в среднем 0,025 мм при допустимом зазоре 0,15 мм; износы седел клапанов в ГЦ были незначительны (0,009 мм), т. е. клапаны пригодны к дальнейшей эксплуатации. Износ направляющих всасывающих клапанов составил 0,025 мм (см. табл. 2). Как видно из приведенных в таблицах данных, заметных различий в отклонениях по износу у рассмат-

риваемой пары нет. Необходимо заметить, что наличие косо расположенных лопастей может способствовать вращению клапана в ГЦ и, как следствие, увеличению износа. Так как по этому вопросу нет единого мнения, можно считать, что вращение обеспечивает более равномерный износ труящихся пар. В связи с этим при работе нового клапана можно было бы ожидать его повышенного износа и возможной конусности штока. Однако, как показали исследования, износ находится в пределах допустимого, т. е. 0,005 мм.

Предлагаемый клапан обеспечивает большее уплотнение воздуха, поступающего в цилиндр, нормализует распределение тем-

пературы по тарелке клапана, а незначительный поворот клапана вокруг своей оси не приводит к повышению предельного допуска на изготовление.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Дьяченко Н. Х., Костин А. К., Мельников Г. В. Теория двигателей внутреннего сгорания (рабочие процессы). Л.: Машиностроение, 1974. 555 с.
2. Пат. 4729776 США. Завихритель воздуха.
3. Пат. 238826 ГДР. Выпускной клапан ДВС.
4. Матусевич С. А. Исследование напряженного и теплового состояния крышки цилиндров дизеля 6ЧН18/22. М.: НИИ ИНФОРМТАЖМАШ, 1976. Вып. 4. 15 с.

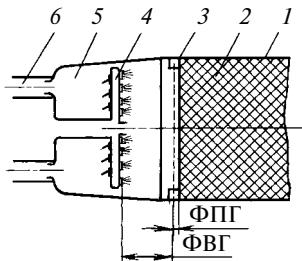


Рис. 1. Схема газогенератора:
1 — корпус; 2 — топливо; 3 — опорные элементы; 4 — блок форсунок; 5 — камера сгорания; 6 — газоходы

ной среде, поступающей извне. Горение МТТ с впрыскиваемой в камеру сгорания водой — это пары, которые распыляются центробежными, струйными или щелевыми форсунками. Корпус генератора снаружи охлаждается проточной водой.

Для гарантированного разжигания МТТ в камере 5 сгорания в качестве воспламенителя использовали небольшой заряд пороха, который 1÷2 с горит без доступа воды. Затем через блок 4 форсунок впрыскивали воду и горение МТТ проходило уже в парах воды. Рассматривали два варианта работы газогенератора: при неподвижном заряде МТТ и при заряде, прижатом к элементам 3. В первом случае объем камеры сгорания по мере выгорания МТТ увеличивается, во втором — остается постоянным.

Пренебрежение расстоянием зоны ФПГ от блока форсунок при неподвижном заряде МТТ для режима горения с водой, продолжительность которого измеряется десятками секунд и минутами, приводит к значительному уменьшению q . Основным из применяемых на практике способов сохранения постоянного расстояния от ФПГ до ФВГ является прижатие горящей поверхности МТТ к опорным элементам 3. Эксперименты показали, что для одних МТТ при их прижатии к опорным элементам скорость U_m горения возрастает в несколько раз, для других МТТ она почти не отличается от нормальной скорости U_0 горения без прижатия.

Экспериментально и теоретически были определены потери газопроизводительности при различном положении зон ФПГ и ФВГ. Для этого исследовали движение частиц конденсированной несгоревшей К-фазы от горящего торца МТТ до выхода из камеры сгорания. Сначала определяли протяженности зон ФПГ, свободного полета К-фазы МТТ и ФВГ. (В данной работе рассматривали МТТ, состоящее в основном из порошка ПАМ-4 — смеси порошков Al и Mg в равных объемах). Протяженность зон ФПГ и испарения Mg из ПАМ-4 определяли по результатам термодинамических расчетов "сухого" горения данного топлива, полученных Л. Я. Кашпоровым и Л. И. Хитриным (НИИПХ, Сергиев Посад).

Для определения полноты сгорания МТТ важно знать не только протяженность зон ФПГ и ФВГ, но и той части камеры сгорания, на стенах которой возможно осаждение несгоревшей К-фазы. В этом случае большое значение имеет агломерация частиц. На рис. 2 приведены расчетные зависимости увеличения диаметра частиц от начального d_0 до конечного d_a при агломерации. Установлено, что чем меньше d_0 (<75 мкм), тем интенсивней агломерация частиц. Согласно распределению Розина—Рамлера объемную долю частиц, диаметр ко-

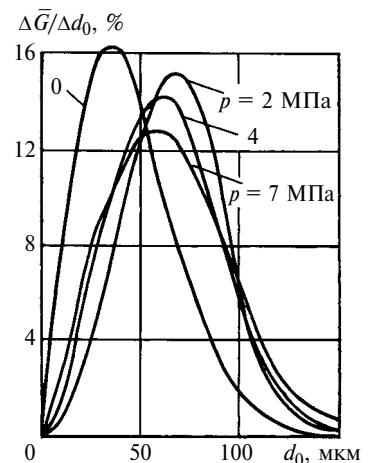


Рис. 3. Относительное распределение частиц порошка ПАМ-4 после агломерации при различных давлениях

торых не превышает d_0 , можно рассчитать по формуле $\bar{G}(d_0) = 1 - \exp(-d_0/d^*)^n$, где d^* — константа размера; n — константа распределения.

После пересчета d_0 на d_a допускаем, что большинство частиц, имеющих при агломерации диаметры d_0 опт и d_a опт, приобретают диаметры — начальный $d_{0\max}$ и максимальный $d_{a\max}$. Из известного в теории распыления жидких компонентов отношения $d_{\text{опт}}/d^* = [(n-1)/n]^{1/n}$ при найденных после агломерации диаметрах частиц находим величину n . После расчета агломерации распределение частиц с начальным диаметром d_0 сдвигается вправо, причем тем значительнее, чем меньше давление (рис. 3).

Для расчета агломерации использовали формулы, полученные для отдельных частиц в ИХФ АН СССР и НИИПХ. Применение зависимости Розина—Рамлера позволило распространить этот метод на распределение частиц всех диаметров для порошка ПАМ-4.

Используя термодинамические характеристики МТТ в зоне ФПГ при давлениях 2, 4 и 7 МПа, автор определил критерий равнозначности (отношение) аэродинамических и гравитационных

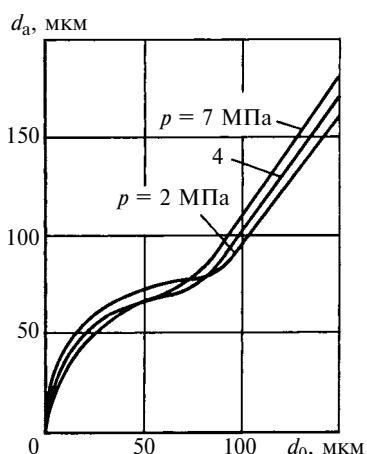


Рис. 2. Зависимости d_a от d_0 при агломерации распыленных частиц порошка ПАМ-4 при различных давлениях

сил для частиц диаметром $d_k = 50 \div 100$ мкм:

$$A = \frac{F_{\text{аэр}}}{F_{\text{грав}}} = \frac{C_x \gamma_r (V_r/2) (\pi/4) d_k^2}{g(\pi/6) \gamma_k d_k^3} = \frac{18 \mu u_1 ZRT}{d_k^{2(1-v)}}, \quad (1)$$

где $C_x = Re/24$ — аэродинамический коэффициент сопротивления для сферы по Стоксу; Re — число Рейнольдса; γ_k и γ_r — удельные веса капли металла и газа; V_r , Z , R , T , μ и p — соответственно скорость газа, объемная доля газа в продуктах горения, газовая постоянная, температура, вязкость и давление газовой среды; u_1 и v — коэффициенты в формуле скорости горения МТТ: $U_0 = u_1 p^v$.

В таблице приведены результаты расчета критерия A для трех значений p и трех значений d_k . Как видим, с увеличением давления p и диаметра d_k гравитационные силы $F_{\text{грав}}$ начинают преобладать над аэродинамическими $F_{\text{аэр}}$. Следовательно, должна увеличиться доля не прореагировавших частиц, осевших на стенке камеры горения, т. е. должна уменьшиться условная (располагаемая) полнота горения, например A1.

Из формулы (1) и данных таблицы видно, что влияние диаметра d_k минимум в 2 раза больше влияния давления p на осаждение частиц на стенку камеры горения. В свою очередь, диаметр d_0 частиц в МТТ в результате агломерации может увеличиться в не-

сколько раз (d_a). В зависимости от вида металлических частиц их сгорание в зоне ФПГ может быть разным. Так, при горении ПАМ размеры частиц практически не меняются, а размеры частиц Mg уменьшаются. В этом случае агломерированные частицы нетрудно пересчитать на новый диаметр по выгоревшей массе, определенной термодинамическим расчетом первичного горения.

При первичном горении окислитель, как правило, расходуется полностью ввиду значительного его дефицита, поэтому процесс можно считать равновесным. Зная диапазон диаметров новых частиц, находим, аналогично изложенному выше, величины n и d^* для частиц, попавших в зону ФПГ.

Осаждение частиц К-фазы на стенку камеры горения определяем решением дифференциальных уравнений их движения по осям X и Y :

$$m \frac{dV_x}{d\tau} + V_x \frac{dm}{d\tau} = C_x F_k \rho_k \frac{(V_r - V_x)^2}{2}; \quad (2)$$

$$m \frac{dV_y}{d\tau} + V_y \frac{dm}{d\tau} = -C_y \frac{\rho_k V_y^2}{2} F_k + mg, \quad (3)$$

где m , F_k и ρ_k — соответственно масса, площадь миделя и плотность частиц К-фазы.

Считая, что в конце зоны ФПГ уже нет ни горения, ни испарения (испарение закончилось у торца заряда МТТ), имеем $dm/d\tau = 0$.

Для сферы $C_x = C_y = 24/Re + 4,4/\sqrt{Re} + 0,42$ при $1 < Re < 200$. Здесь $Re = (V_r - V_x)d_k/v$, где $v = \eta RT/P$ — кинематическая вязкость, выраженная через динамическую вязкость.

Подставим C_x и C_y в уравнения (2) и (3) и для удобства интегрирования введем обозначе-

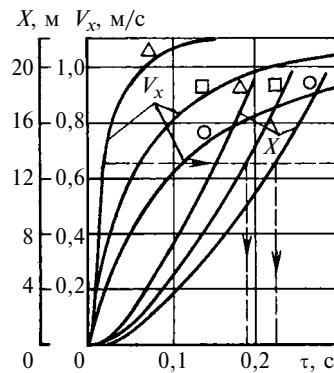


Рис. 4. Зависимости скорости V_x и перемещений X частиц конденсата в зоне ФПГ при $p = 4$ МПа:
 $d_k = 50$ (Δ); 100 (\square) и 150 мкм (\circ)

ния: $a = \sqrt{v/d_k}$; $U_x = \sqrt{V_r - V_x}$; $b = 3\rho_r/4\rho_k d_k$.

Тогда время движения частиц К-фазы в направлении оси X в зависимости от ее скорости примет вид интеграла:

$$\tau_x = \frac{1}{B} \int_0^0 \frac{2dU_x}{\sqrt{V_r - U_x(24a^2 + 4,4aU_x + 0,42U_x^2)}}, \quad (4)$$

который решается методом неопределенных коэффициентов, т. е. разбивается на четыре интеграла. Ввиду громоздкости опускаем дальнейшие выкладки. Постоянные интегрирования находим при начальных условиях $\tau = 0$,

$V_x = 0$, $U_x = \sqrt{V_r}$, кинематическую вязкость v газовой среды определяем через динамическую вязкость бинарной смеси H_2 и паров Mg ($\mu = 8,07 \cdot 10^{-6}$ Па·с). Расчет скорости V_x по формуле (2) и перемещение (по оси X) частиц диаметром $d_k = 50 \div 150$ мкм в зависимости от времени τ приведен на рис. 4. Зависимости времени пребывания $\tau_{\text{преб}}$ этих частиц в камере горения от давления p и длины L_{01} камеры представлены на рис. 5. Время движения частиц К-фазы в направлении оси Y рассчитывали с учетом гравитации, т. е. возможного оседания на стен-

Значение параметра A в зависимости от диаметра частиц и давления

d_k , мкм	Давление p , МПа		
	2	4	7
100	1,64	0,9	0,54
50	6,6	3,6	2,17
15	73,1	40	24,1

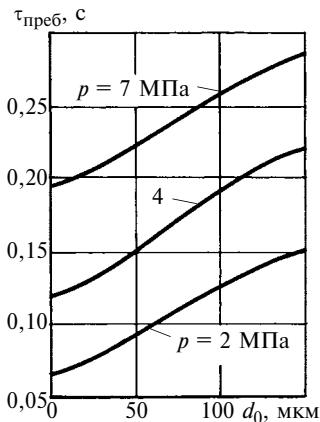


Рис. 5. Время пребывания частиц конденсата в зоне ФПГ в зависимости от их диаметра и давления среды сгорания

ке камеры сгорания, согласно интегралу:

$$\tau_y = \frac{1}{b} \int_0^0 \frac{2 U_y dU_y}{V_{\text{пред}} g/b - U_y^2} \times \frac{\rightarrow}{\rightarrow \times (24a^2 + 4,4aU_y + 0,4U_y^2)} \quad (5)$$

где $V_{\text{пред}} = (\sqrt{5,54}/\sqrt{b} + 18,75a^2 - 4,33a)^2$, $U_y = \sqrt{V_y}$, a и b — те же, что в уравнении (4).

Условие интегрирования: $V_y = 0$ при $\tau = 0$. Интеграл (5) также решается методом неопределенных коэффициентов. Определенное по формуле (5) время $\tau_y = \tau_{\text{преб}}$. На рис. 6 приведены зависимости максимального смещения Y_{max} частиц от диаметра d и давления p за время пребывания их в камере сгорания.

Принимая распределение частиц разных размеров равномерным по торцу МТТ, для каждого значения d_k можно определить долю частиц, не осевших на стенку камеры сгорания, в виде эффективной площади горящего торца:

$$\xi(d_i) = 1 - S(d_i)/S_0 = 2/\pi(\arccos\theta - \theta\sin\arccos\theta), \quad (6)$$

где $\theta = Y_{\text{max}}(d_i)/D_{k,c}$ ($D_{k,c}$ — диаметр камеры сгорания).

Результаты расчета по формуле (6) для камеры диаметром $D_{k,c}$ и частиц диаметром $d_i = 0 \div 150 \text{ мкм}$ при разных давлениях и Y_{max}

представлены на рис. 7. В диапазоне $15 < d_i < 200 \text{ мкм}$ зависимость (6) почти линейна и для удобства дальнейшего интегрирования принимаем ее в виде $\xi(d_i) = a - cd_i$.

Зная весовое распределение частиц, попавших в зону ФВГ, по размерам, можно рассчитать предполагаемую полноту сгорания в виде интегральной зависимости:

$$\varphi_p = \int (a - cd) n D^{n-1} \times \exp(-D^n) dD, \quad (7)$$

где $D = d_i/d^*$.

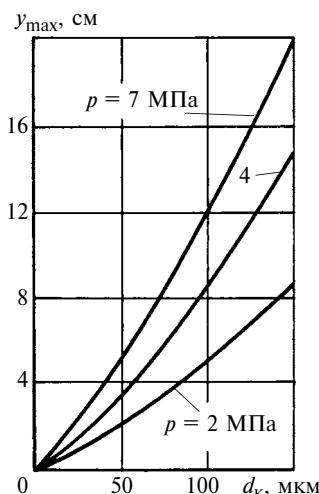


Рис. 6. Зависимости максимального смещения Y_{max} частиц диаметра d за время пребывания их в камере

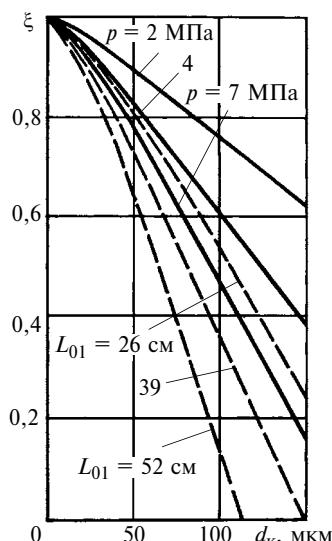


Рис. 7. Относительная доля осевших частиц металла в зависимости от их диаметра d_k , длины L_{01} , зоны горения и давления p

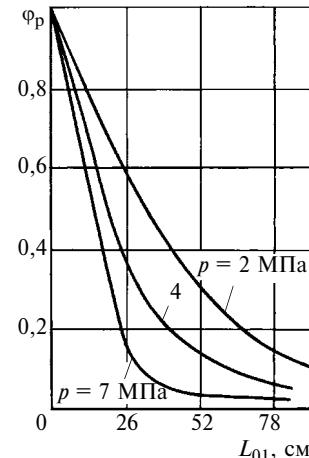


Рис. 8. Располагаемая полнота φ_p сгорания частиц металла в зависимости от длины L_{01} и давления p

Интеграл (7) сводится к интегралу вероятности и интегралу Эйлера (табличная гамма-функция). Естественно, чем больше длина L_{01} зоны ФПГ, в которую не поступает окислитель извне, тем больше частиц К-фазы осаждает на стенку камеры сгорания. На рис. 8 приведены зависимости расположенной полноты φ_p сгорания МТТ при разных давлениях, рассчитанные по формуле (7). Видно, что с ростом давления p расположенная полнота сгорания уменьшается, но, с другой стороны, с ростом p увеличивается $\tau_{\text{преб}}$ в зоне ФВГ в окислителе, поступающем извне. В топливе МТТ в качестве связки присутствуют органические соединения, основным составляющим которых является углерод. Для полноты процесса сгорания компонентов топлива необходимо определить и полноту сгорания углерода, так как он участвует в образовании газовой фазы при достаточном количестве окислителя.

Известно, что в условиях дефицита окислителя, что характерно периода первичного горения, органические соединения разлагаются с образованием значительного количества сажи с максимальным удельным весом $1,7 \text{ г/см}^3$ и дисперсностью $150 \div 1500 \text{ \AA}$. Даже для частиц $d_{\text{max}} = 0,15 \text{ мкм}$ имеем $Re = 0,075$ при скорости

потока 1 м/с и $v = 2 \cdot 10^{-6}$ м²/с, т. е. в этом случае $Re \rightarrow 0$. Так как число Re есть отношение силы инерции к силе трения, то можно полностью пренебречь инерционными силами для частиц углерода и учитывать только силы вязкости. Это подтверждается расчетом критерия A по формуле (1) и данными таблицы, согласно которым при таких размерах частиц аэродинамические силы пре-восходят гравитационные в тысячи раз, т. е. частицы углерода в потоке движутся практически со скоростью газа и время их пребывания в камере сгорания сравни-мо со временем пребывания газо-вой фазы.

Из формулы (7) видно, что время существования газовой фазы увеличивается не только с ростом давления p , но и по мере вы-горания топлива при неподвижном заряде МТТ, т. е. с увеличением объема камеры сгорания, тем более при $v < 1$. Для режима горения МТТ с водой, особенно при неподвижном заряде МТТ, вышеуказанный вывод также справедлив.

Полноту сгорания частиц углерода определяем по формуле

$$\Phi_C = A \exp(-E/RT) \tau_{\text{преб}}, \quad (8)$$

где $A \exp(-E/RT)$ — скорость ре-акции по закону Аррениуса. Здесь A — частотный фактор, опре-деляемый экспериментально по вре-мени полноты сгорания разных органических веществ в парах во-ды при 900 °С.

Величина A рассчитывается при данной энергии E активации и известной универсальной газо-вой постоянной R . На основании данных термодинамического рас-чета с водой при данной величи-не β определяем действительную температуру T в камере сгорания, для которой рассчитываем скро-стость реакций по закону Арре-ниуса и полноту сгорания углеро-да по формулам (7) и (8).

Время движения К-фазы, рас-считанное по формулам (4) и (5), ввиду динамического отставания

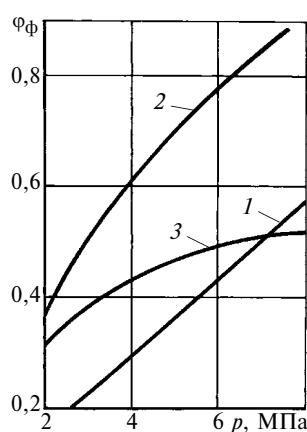


Рис. 9. Фактическая полнота Φ_F сгорания С и Al без потерь (линии 1 и 2) и с осаждением на стенку камеры сгорания (линия 3)

от газового потока будет больше, а с учетом осаждения на стенку — неопределенno велико. Это ос-новное отличие камер сгорания для сильно металлизированных твердых топлив от камер сгорания обычных пороховых или жидкостных топлив. Для опре-деления относительной весовой доли сгорания (фактической) час-тиц Al в зоне ФВГ (после агло-мерации и горения в зоне ФПГ и осаждения в этой зоне) выведено интегральное уравнение:

$$\Phi_F = 1 - \int_{D_{0\text{преб}}}^{D_{\max}} (1 - \tau_{\text{преб}}/K(Dd^*)^{1,5})^2 \times n D^{n-1} \exp(-D^n) dD, \quad (9)$$

где $D_{0\text{преб}} = 1/d^*(\tau_{\text{преб}}/K)^{2/3}$ — диаметр частиц, полностью сгоревших за время $\tau_{\text{преб}}$, определенное по формуле (7); $\tau_{\text{преб}} = \tau_{\text{гор}}$; $K = 0,67/a_K^{0,9} (1 + 0,22\sqrt{Re})$; a_K — концентрация окислителя в зоне горения Al.

Интеграл (9) разбивается на три: первый — интеграл вероят-ности, два других сводятся к не-полнной γ -функции.

Результаты расчета полноты Φ_F сгорания С и Al в зависи-мости от давления p приведены на рис. 9. При найденной полноте сгорания Al и С (Mg сгорает полно-

стью, если по условиям термоди-намики он находится в виде па-ров, т. е. $\Phi_Mg = 1$) можно опреде-лить удельную газопроизводи-тельность:

$$q = 22,4(n_{N_2} + n_{H_2} + n_{Mg}\Phi_{Mg} + 1,5n_{Al}\Phi_{Al} + 2n_C\Phi_C), \quad (10)$$

где 22,4 — газопроизводитель-ность 1 моля газа по закону Аво-гадро при нормальных услови-ях, л/м³; n — количество молей ис-ходного газа по термодинамиче-скому расчету в результа-те сухого горения и количество молей H₂ и CO от взаимодействия Mg, Al и С с водой с соответствующими сте-хиометрическими коэффициен-тами заряда к весу сгоревшего с ним МТТ. В первом случае осев-шие частицы Al не сгорают на стенке камеры, во втором — сго-рают полностью ($\Phi_p = 1$).

На рис. 10 приведены рассчи-танные по формуле (10) зависи-мости с догоранием (1) и без до-горания (2) осевшего Al.

На рис. 11 приведены зависи-мости удельной газопроизводи-тельности горения МТТ с водой: $q_m = f(L_{01})$, где L_{01} — текущая дли-на камеры сгорания. Из рис. 11 видно: зависимость 1, получен-ная в предположении неполного догорания осевшего Al, распола-гается ниже экспериментальной зависимости 2 (натурные испытания), и чем больше L_{01} , тем зна-

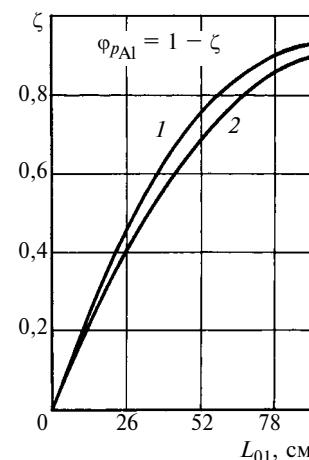


Рис. 10. Расчетная весовая доля Al, осевшего на стенку, в зависи-мости от длины камеры сгорания

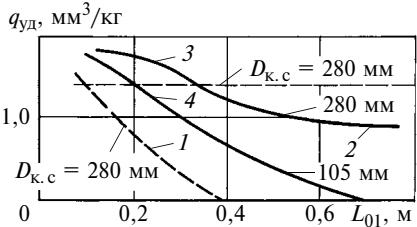


Рис. 11. Удельная газопроизводительность q_m при горении МТТ с водой в зависимости от диаметра $D_{k,c}$ и длины L_{01} камеры сгорания

чительней расхождение. Для полного догорания расхождение экспериментальной 2 и теоретической 3 зависимостей меньше. Это объясняется тем, что значительная доля осевшего Al (80÷85 %) при избытке окислителя (воды) догорает в шлаке от горения заряда МТТ. Для сравнения на рис. 11 приведена подобная зависимость 4 для камеры сгорания с $D_{k,c}$ в 2,5 раза меньшим. Для камеры сгорания меньшего диаметра уменьшение q_m , согласно выведенным формулам будет еще больше, но при перестроении по аргументу $L_{01}/D_{k,c}$ и с учетом дальновидности форсунок зависимости практически совпадут. Следовательно, при моделировании камер сгорания для МТТ при неподвижном заряде с удалением зоны ФПГ от зоны ФВГ важным фактором, влияющим на текущую удельную газопроизводительность, является не абсолютная L_{01} , а относительная $L_{01}/D_{k,c}$ длина зоны горения.

Рассмотрим экспериментальные результаты влияния систем распыления со струйными, щелевыми и центробежными форсунками, с переменной и постоянной длиной L_{01} зоны, с радиальным и осевым впрыском на шлакообразование, испарение и горение. Весовую долю испарившейся воды оценивали по выведенной автором формуле $\eta_{\text{исп}} = 1 - (G_{\phi} - G_{\text{эф}})/(G_{\phi} - G_{\text{стех}})$, где G_{ϕ} — фактический расход воды через форсунки, кг/с; $G_{\text{эф}}$ — расход воды, затраченный на химические реакции и испарение, оценивался по nomogrammам термодинамиче-

ского расчета: $p = f(\beta_{\text{эф}}, G_{\text{T}}, F_{\text{кр}})$, где $\beta_{\text{эф}} = G_{\text{эф}}/G_{\text{T}}$, G_{T} — фактический расход МТТ, кг/с; $F_{\text{кр}}$ — площадь критического сечения сопла; $G_{\text{стех}}$ — расход воды по стехиометрии, кг/с.

Полнота испарения в зависимости от системы распыления определяется критерием эффективности распыления $\vartheta_p = 1 - \frac{\sum G_{\phi i} \mu_i}{n G_{\text{T}}} = 1 - \frac{\beta_{\phi} \mu}{n}$, где μ — коэффициент расхода форсунки; n — число форсунок.

Обработка результатов экспериментов, проведенных с различными системами распыления и различным расходом β_{ϕ} подаваемой воды, позволила установить зависимость $\eta_{\text{исп}} = f(\vartheta_p)$ (рис. 12), которая показала, что полнота испарения для исследованных систем колеблется от 0,3 до 1 при $\vartheta_p = 0,6 \div 0,99$. Чем выше эффективность распыления, тем интенсивнее испарение. Эффективность распыления, как и полнота испарения, близка к 1 в тех случаях, когда используют много центробежных форсунок с небольшим расходом при подаче воды с небольшим избытком от стехиометрии, особенно против потока, т. е. на торец заряда МТТ. Например, при замене центробеж-

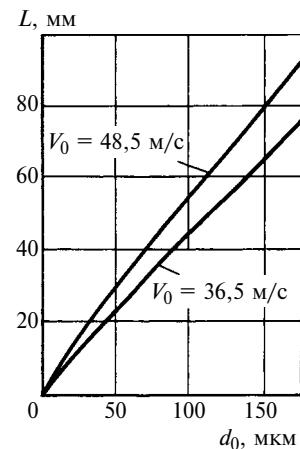


Рис. 13. Зависимости дальновидности L капель воды от их начального диаметра d_0 при разной скорости V_0 впрыска (центробежное распыление)

ных форсунок, распыляющих против потока, на струйные того же диаметра при $\beta = 1,15$ эффективность распыления падает на 3 %, а полнота испарения — на 8 % при длине камеры сгорания не меньше дальновидности факела распыления. Дальновидность факела распыления можно рассчитать согласно уравнению движения испаряющейся капли, движущейся в среде с переменными параметрами.

Переменные параметры среды рассчитывали в функции $\beta_{\text{эф}}$, которую определяли по интегральному уравнению:

$$\beta_{\text{эф}} = \beta_{\text{эф}} \int_0^{\tau} \int_0^{\infty} \left(1 - \frac{\psi(\beta)\tau}{D^2 d^2} \right)^{1,5} \times \\ \times n D^{n-1} \exp(-D^n) dD d\tau,$$

где $\psi(\beta) = 8\lambda_c(T_{k,c} - T_k)/\gamma_k L$ — коэффициент испарения; λ_c — теплопроводность окружающей среды, которая как и $T_{k,c}$ зависит от β ; T_k и γ_k — начальная температура и удельный вес капли; L — дальновидность.

На рис. 13 приведена зависимость дальновидности центробежных форсунок $\varnothing 1,6$ мм при перепаде давления на форсунках $\Delta p_{\phi} = 4 \div 12$ кгс/с². Для центробежных форсунок при удалении зоны распыления вода не достигает фронта сухого горения уже

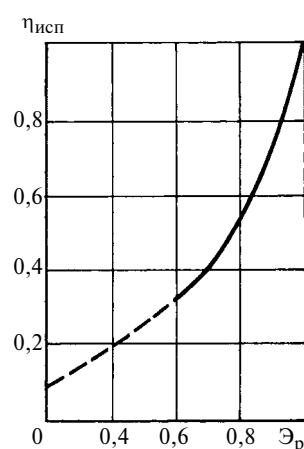


Рис. 12. Экспериментальная зависимость степени испарения $\eta_{\text{исп}}$ в зависимости от эффективности ϑ_p распыления:
сплошная линия — щелевое и центробежное распыление; штриховая линия — струйное распыление

Д. В. ГРОХОВСКИЙ, д-р техн. наук, Л. П. СЕНЧУРИН, канд. техн. наук (Санкт-Петербургский государственный морской технический университет), тел. (812)753-5690

О торцевом коэффициенте перекрытия в зубчатых цилиндрических передачах

Изложен принцип определения торцевого коэффициента перекрытия в зацеплении пары зубчатых колес, приведена зависимость данного коэффициента от передаточного числа.

Ключевые слова: коэффициент торцевого перекрытия, одно- и двупарное зацепление.

The determination principle of the end engagement factor in the gears mesh pair is stated, and the dependence of this factor on the gear ratio is presented.

Keywords: end engagement factor, one- and bi-pair linkage.

О расчете торцевого коэффициента ε_α перекрытия в зубчатых передачах имеется сравнительно немного публикаций [1—4], в которых, однако, есть заметные расхождения в рекомендациях его величины. Например, в работе [1] рекомендуется принимать минимальное значение $\varepsilon_\alpha^{\min} = 1,15 \div 1,20$. С другой стороны, в работе [2, с. 266] указывается, что "несущая способность прямозубых передач, лимитируемая контактной прочностью, зависит от величины ε_α , увеличиваясь с ее ростом". В связи с этим в расчете зубьев на контактную прочность

следует использовать не минимальную ширину b_w зубчатого колеса, а величину l_k , определяемую по эмпирической формуле

$$l_k = 3b_w/(4 - \varepsilon_\alpha) = b_w/Z_\varepsilon^2, \quad (1)$$

где коэффициент

$$Z_\varepsilon = [(4 - \varepsilon_\alpha)/3]^{0,5}. \quad (2)$$

Формула (2) приведена в работе [3], но без ссылки на работу [2] и без указания на эмпирический характер этой зависимости. Кроме того, в работе [3] приводятся два значения Z_ε , в частности, на с. 166 указывается, что "при изменении коэффициента перекрытия от 1,25 до 1,9 коэффициент Z_ε меняется от 0,84 до 0,96 в среднем и для приближенных расчетов рекомендуется величина $Z_\varepsilon = 0,9$, что соответствует $\varepsilon_\alpha = 1,6$ ". Однако на с. 168 при проектировании новых передач рекомендуется принимать уже иное значение — $Z_\varepsilon = 0,8$, при том же значении торцевого коэффициента перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1,6$, что представляется странным.

Прежде всего, принятые в работе [3] значения Z_ε и ε_α не соответствуют значениям, указанным в ра-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 46)

через 15 с, а для струйных соответственно через $30 \div 40$ с. Таким образом, применение центробежных форсунок для распыления против потока будет эффективным лишь при постоянной минимальной длине $L_{01} = 20 \div 100$ мм. При большей длине L_{01} целесообразно применение более дальнобойных осевых струйных форсунок, хотя они не обеспечивают равномерного распыления и испарения.

Для подтверждения принятой модели расчета газопроизводительности был проведен расчет осаждения шлака по формуле $\zeta(L) = 1 - \phi_f$ и получена формула для определения веса шлака: $\Omega_{шл} = G_{MTT}g_{Al}\gamma_{ок}/(g_{ок}\gamma_{Al})\int\zeta(L)dL$, где G_{MTT} — начальный вес МТТ;

g_{Al} и γ_{Al} — весовая доля Al в МТТ и его удельный вес; $g_{ок}$ и $\gamma_{ок}$ — весовая доля окисла Al и его удельный вес. Так как $\zeta(L) = f(\phi_f)$, где ϕ_f определяем по формуле (9), то зависимость $\zeta(L) = aL_{01}^2 + bL_{01} + c$ можно представить в виде параболы и найти соответствующие коэффициенты a , b и c .

Проинтегрировав и подставив все известные параметры, получим для центробежного распыления $\omega_{шл} = 23,9$ кг, а для струйного распыления — 10,2 кг, что близко к опытным данным при отсутствии вынужденной вибрации. Последнюю формулу использовали для нахождения весового распределения шлака по длине камеры сгорания, а следо-

вательно, для расчета толщины слоя шлака. Наибольшая толщина шлака 116 мм получена при центробежном распылении в начале камеры сгорания к моменту полного выгорания МТТ, относительная площадь шлака в начале камеры сгорания составила 0,512, т. е. сечение заполняется шлаками медленнее, чем уменьшается параметр ϕ_p , который можно рассматривать как показатель эффективной площади торца. Следовательно, в расчете поправка $q_m = f(L_{01})$ на заполнение сечения шлаком не нужна.

Как видно из проведенного анализа, удаление горящего торца МТТ от зоны распыления приводит к существенным потерям газопроизводительности.

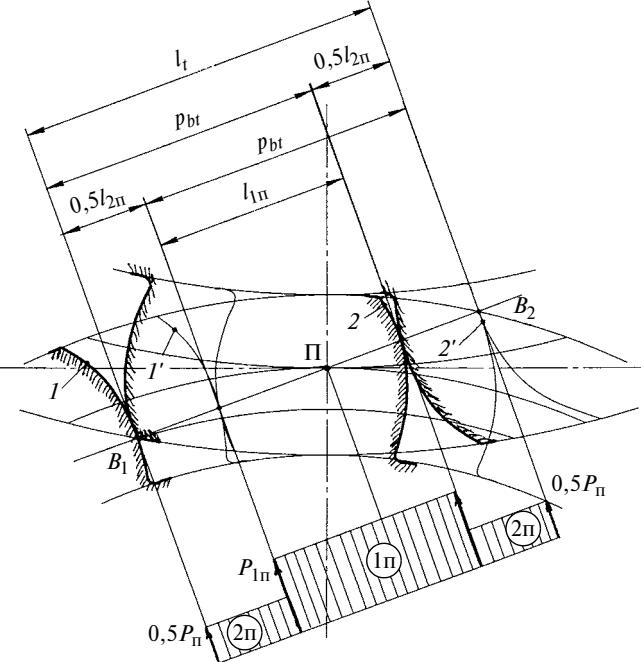


Рис. 1. Схема зубчатого зацепления:

П — полюс зацепления; B_1B_2 — линия зацепления; P_{1n} — окружное усилие при однопарном зацеплении; 1п и 2п — зоны однопарного и двупарного зацеплений

боте [1]; величину же $Z_\epsilon = 0,8$ [3] следует признать ошибочной.

Необходимо отметить, что в работах [2, 3] проводится резкое разграничение между прямозубыми и косозубыми (шевронными) передачами в отношении определения коэффициента Z_ϵ , который для косозубых передач, согласно ИСО, рассчитывается по формуле $Z_\epsilon = \epsilon_\alpha^{-0,5}$. В данном случае коэффициент Z_ϵ учитывает суммарную длину контактных линий, причем для косозубых (шевронных) колес может быть $\epsilon_\alpha \leq 1$ [1, 4].

Необходимо подробнее рассмотреть влияние величины торцевого коэффициента перекрытия на существование зон одно- и двухпарного зацепления в общем случае.

Рассмотрим сечение эвольвентного зубчатого зацепления по нормали к поверхности зубьев (рис. 1), где обозначено: l_t — длина всего участка зацепления; p_{bt} — окружной шаг зубьев; l_{1n} и l_{2n} — длины участков соответственно однопарного и двупарного зацеплений. Положения зубьев в зацеплении: 1—1' — вход зубьев в зацепление и начало участка однопарного зацепления; 1'—2 — участок возникновения и существования двупарного зацепления; 2—2' — конец участка однопарного зацепления и выход зубьев из зацепления.

Из рис. 1 получены соотношения:

$$\left. \begin{aligned} l_{1n} &= p_{bt}(2 - \epsilon_\alpha); \\ l_{2n} &= 2p_{bt}(\epsilon_\alpha - 1), \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где

$$\epsilon_\alpha = l_t/p_{bt}. \quad (4)$$

Из выражений (3) и (4) определим соотношение времени нахождения зубьев в том или ином положении для участков с однопарным и двупарным зацеплением:

$$\left. \begin{aligned} \tau_{1n}/\tau_\Sigma &= (2 - \epsilon_\alpha)/\epsilon_\alpha; \\ \tau_{2n}/\tau_\Sigma &= 2(\epsilon_\alpha - 1)/\epsilon_\alpha, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где τ_Σ — общее время нахождения рабочей части зубьев в зацеплении.

В соответствии с первой формулой (5) построен график (рис. 2), из которого следует ряд выводов.

1. При $\epsilon_\alpha = 1,05$, соответствующей максимальному передаточному числу $i_0 = 14$ одноступенчатой прямозубой передачи, время работы однопарного и двупарного зацепления составляет соответственно 90,5 и 9,5 %. Таким образом, даже в наиболее неблагоприятном практическом случае имеет место двупарное зацепление, хотя и в весьма коротком промежутке времени.

2. При $\epsilon_\alpha = 1,6$ время работы двупарного зацепления составляет 75 % от общего времени, а однопарного лишь 25 % от общего времени. В работе принимает участие только одна пара зубьев, т. е. можно считать, что в зацеплении постоянно находится не один и не два, а 1,75 зуба.

3. При предельных значениях $\epsilon_\alpha = 1,15$ и $\epsilon_\alpha = 1,9$ время работы однопарного и двупарного зацеплений составляет соответственно 74 и 26 % для минимального ϵ_α и 5 и 95 % — для максимального ϵ_α .

Приведенные расчеты относятся как к прямозубым, так и косозубым (шевронным) передачам, без учета в последнем случае отмеченных ранее особенностей.

Полученные соотношения позволяют предположить, что даже в косозубых (шевронных) передачах всегда должны наблюдаться вибрации с частотой изменения суммарной жесткости зубьев при их пересопряжении. Так, для рекомендуемого значения $\epsilon_\alpha = 1,6$ частота этих вибраций должна быть на шестерне — $f_{sh} = Z_1 f_r \tau_{2n}/\tau_{1n} = 3Z_1 f_r$; на колесе — соответственно $f_k = Z_1 f_r u_0^{-1} \tau_{2n}/\tau_{1n} = 3u_0^{-1} Z_1 f_r = 3Z_2 f_r$.

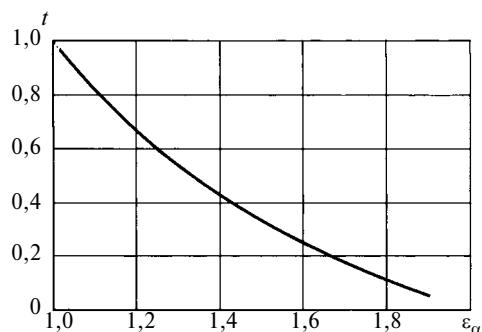


Рис. 2. Зависимость относительного времени однопарного зацепления от торцевого коэффициента ϵ_α перекрытия

Цикл статей

"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-at@stu.lietsk.ru

Влияние гармонических составляющих отклонений формы поверхностей трения на инверсию контакта в подшипниках скольжения

Представлены результаты исследования влияния гармонических составляющих отклонений формы поверхностей трения на инверсию пятен контакта в подшипниках скольжения.

Ключевые слова: микронеровности, гармонические составляющие, отклонения формы, пятно контакта, адгезия.

The influence of harmonic components of deviations of the friction surfaces form on the contact patches inversion in the friction bearings is investigated.

Keywords: micro-irregularities, harmonic components of the form deviations, contact patch, adhesion.

Условия эксплуатации машин и приборов во многом определяют взаимодействие пар трения и среды, в которой они работают. Многочисленными исследованиями установлено, что более 80 %

потерь работоспособности машин происходит в результате изнашивания, которое в зависимости от качества поверхностей трения и условий эксплуатации может быть механическим, молекулярно-ме-

ханическим, коррозионно-механическим или их разновидностями.

Качество поверхностей трения определяется их макро- и микротопографией, механическими, физическими и химическими свойствами тонких активных рабочих поверхностных слоев и напряжениями в них. Параметры макро- и микротопографии трущихся поверхностей являются одним из решающих факторов, предопределяющих характер трения и обуславливающих практически все конструкционные и технологические проблемы, связанные с трением и изнашиванием.

При эксплуатации режимы работы машин изменяются в широких пределах. При пуске, торможении, изменении скоростей и условий нагружения механизмов, перепадах давлений в системах смазывания и ряде других

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 52)

К сожалению, это не отмечено в современных виброакустических расчетах зубчатых передач. Более того, частотой пересопряжения зубьев считается величина, равная произведению чисел зубьев колес, находящихся в зацеплении, на частоту вращения ведущего вала. Для современных паро- и газотурбинных судов частоты вращения ведущих валов главных турбозубчатых агрегатов составляют 100÷250 Гц, следовательно, вибрации, обусловленные переменной жесткостью сопряженных зубьев, находятся в высокочастотном диапазоне, что требует принятия соответствующих мер борьбы с ними.

Отметим, что идеи улучшения зубчатых передач [4], обеспечивающие возможность работы с коэффициентом перекрытия $\varepsilon_a = 2 \div 4$, не нашли отражения в работах [1÷3]. Применение зубчатых передач с улучшенными свойствами, предлагаемых Э. Б. Булгаковым, позволяет существенно повысить их нагрузочную способность при тех же габаритных размерах либо значительно улучшить их

массогабаритные характеристики по сравнению с обычной эвольвентной передачей, при прочих равных условиях. Во всяком случае, зубчатые передачи с контуром зубьев, разработанным Э. Б. Булгаковым, должны найти свое применение в промышленности.

Исходя из приведенных расчетов, авторы статьи полагают, что рекомендованные значения ε_a от части занижены и их следовало бы увеличить на 10÷15 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. М.-Л.: Машгиз, 1957. 263 с.
2. Кудрявцев В. Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. Л.: Машиностроение, 1980. 464 с.
3. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
4. Булгаков Э. Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование. М.: Машиностроение, 1974. 264 с.

случаев нормальные условия трения со смазыванием нарушаются — масляный слой может не полностью разделять трущиеся поверхности. Тогда в результате отклонений формы, расположения, волнистости и шероховатости сопрягаемых поверхностей трения контакт между ними происходит по наиболее высоким микронеровностям.

Для выяснения физических закономерностей контактного трения и изнашивания как сложного многопараметрического процесса взаимодействия поверхностей скольжения рассмотрим инверсию контакта реальных профилей поверхностей втулки и шейки вала при эксплуатации подшипников скольжения.

На условия трения и вид изнашивания рабочих поверхностей подшипников скольжения оказывают влияние макро- и микротектурные отклонения формы, волнистость, микронеровности, параметры шероховатости, направления микронеровностей (ГОСТ 2789—73), несплошности, микроразрывы и наплыты металла, неметаллические включения [1]. Резких границ между макро- и микротектурными отклонениями формы, волнистостью и шероховатостью не существует, так как они образуются при механической обработке в результате комплекса возмущающих воздействий технологического характера, имеющих соответственно низкую, среднюю и высокую частоты.

Статистические исследования отклонений формы поверхностей трения подшипников скольжения [2] от круглости и цилиндричности показали, что в результате отклонениях преобладают гармонические составляющие низкой частоты второго, третьего и четвертого порядков — эллипсность и огранка с трех- и четырехвершинным профилем, на которые приходится до 70÷80 % суммарной дисперсии реальных

отклонений. Установлено, что относительное распределение амплитуд гармоник второго, третьего и четвертого порядков ($A_2:A_3:A_4$) в спектрах макротектурных отклонений формы основных поверхностей деталей разного назначения соответствует диапазону от 1,0:0,5:0,4 до 1,0:0,4:0,2. Анализ величин и углов расположения гармонических составляющих отклонений от круглости левой и правой опорных шеек исследуемых валов и сопрягаемых с ними втулок подшипников скольжения показал, что однотипные гармоники в их спектрах имеют разные амплитуды, которые не совпадают по фазе и носят случайный характер. Даже в близлежащих профилях попечных сечений исследуемых поверхностей отмечается большая нестабильность макротектурных отклонений и волнистости по величине и фазе. Следовательно, положение множества точек контакта сопрягаемых поверхностей в процессе эксплуатации пары трения также носит случайный характер.

Особенностью внешнего трения твердых тел является дискретность контакта сопряженных поверхностей вследствие наличия неровностей макро-, микро- и субмикрометрического порядка случайного характера. Эти неровности предопределяют возникновение множества элементарных площадок фактического контакта сопрягаемых поверхностей и их изменение в каждый момент времени при работе трущейся пары, что в свою очередь приводит к перераспределению удельных давлений по локальным участкам поверхностей трения (в производственной практике — пятна контакта), вызывая их упругопластические деформации.

Для оценки характера прилегания сопрягаемых поверхностей на практике часто применяют метод "пятен на краску" (ГОСТ ИСО 12301—95) — число и рас-

положение пятен на обработанной поверхности размером $25 \times 25 \text{ mm}^2$ при равномерном их распределении. Так, для поверхностей высокой точности число пятен должно быть $25 \div 30$, для поверхностей нормальной (средней) точности — $20 \div 25$. Этот метод контроля правильности прилегания сопрягаемых поверхностей является экспертным и носит субъективный характер, так как оценка делается визуально без учета влияния кинематико-динамического рабочего процесса. Он считается косвенным и дает лишь общее представление о характере контакта и работоспособности сопрягаемых поверхностей. Например, число пятен контакта более $25 \div 30$ и равномерное их расположение на площади $25 \times 25 \text{ mm}^2$ сопрягаемых поверхностей указывает на высокую точность их прилегания, следовательно, при кинематико-динамическом рабочем процессе будут обеспечиваться большая фактическая площадь контакта и лучшая работоспособность пары трения.

Согласно молекулярно-физической интерпретации [3, 4] сила внешнего трения

$$F = (\alpha + \beta q)S_{\Phi} = \alpha S_{\Phi} + \beta N, \quad (1)$$

где α и β — константы трения, определяемые соответственно молекулярным и механическим сцеплением поверхностей; q — фактическое удельное давление между поверхностями; S_{Φ} — фактическая площадь контакта.

Так как даже самые гладкие реальные поверхности по сравнению с геометрически точными (идеальными) являются неровными, то две поверхности фактически контактируют друг с другом только по отдельным микронеровностям, которые даже при самой малой нагрузке упруго деформируются, что приводит к появлению множества новых точек и пятен контакта.

В общем случае сила трения обусловлена не только механическим взаимодействием микронеровностей друг с другом (на уровне волнистости и шероховатости), но и взаимодействием контактирующих поверхностей на межмолекулярном уровне. Это подтверждает тот факт, что между тщательно обработанными гладкими поверхностями при отсутствии окисной и масляной пленок существует большое трение скольжения. Первое слагаемое правой части уравнения (1) характеризует адгезию поверхностей трения — разрывы и образование адгезионных связей между молекулами сопрягаемых поверхностей при скольжении шейки вала по втулке или вкладышу.

Пятна и точки 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.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что изменение зазора в каждом профиле поперечного сечения поверхностей трения подшипников скольжения подчиняется общей закономерности:

$$\Delta\epsilon_3(\phi_i, y_M) \approx \Delta\epsilon_{3,n}(\phi_i, y_M) + \\ + \sum_{k=2}^{k=p} \left[\frac{y_M}{L} A_{kl} K_k \times \right. \\ \times \sin(k\phi_i + \gamma_{kl} - \epsilon_k) + \\ + \left(1 - \frac{y_M}{L} \right) A_{kn} K_k \times \\ \times \sin(k\phi_i + \gamma_{kn} - \epsilon_k) \right], \quad (2)$$

где $\Delta\epsilon_{3,n}(\phi_i, y_M)$ — номинальный односторонний зазор между вписанной и описанной окружностями профилей рассматриваемого поперечного сечения соответственно втулки и вала; A_{kl} , γ_{kl} и A_{kn} , γ_{kn} — амплитуда и начальная

фаза k -й гармоники спектров отклонений формы 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 наиболее удаленными профилями поперечных сечений поверхностей трения левой и правой опорных шеек вала; K_k — функци-

ция передаточных коэффициентов k -й гармоники отклонений формы поверхностей трения опорных шеек вала; ϵ_k — составляющая угла сдвига фазы k -й гармоники, определяемая углами расположения наибольших неровностей поверхностей трения втулок.

Второе слагаемое выражения (1) отражает участие нутационного движения вала при его вращении в изменении зазора между сопрягаемыми поверхностями,

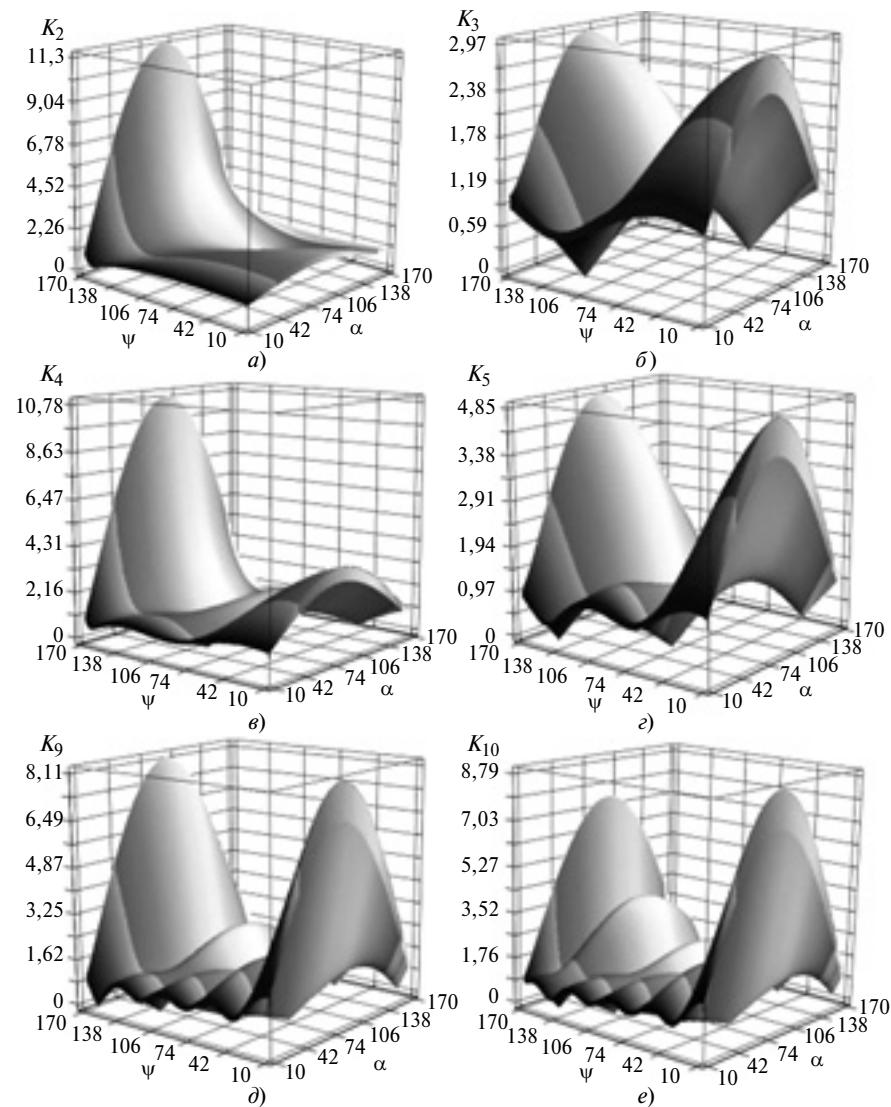


Рис. 1. Изменение функций $K_k (\psi, \alpha)$ для гармоник: второй — $K_2 = 0$ при $\alpha = 135^\circ$ и $\psi = 90^\circ$, $K_{2\max} = 11,299$ при $\alpha = 95^\circ$ и $\psi = 170^\circ$; третьей — $K_3 = 0$ при $\alpha = 150$ и 30° и соответственно $\psi = 60$ и 120° , $K_{3\max} = 2,969$ при $\alpha = 85$ и 95° и $\psi = 10$ и 170° ; четвертой — $K_4 = 0$ при $\alpha = 157,5$, 45 и $112,5^\circ$ и $\psi = 45$, 90 и 135° , $K_{4\max} = 10,782$ при $\alpha = 95^\circ$ и $\psi = 170^\circ$; пятой — $K_5 = 0$ при $\alpha = 162$, 54 , 126 и 18° и $\psi = 36$, 72 , 108 и 144° , $K_{5\max} = 4,849$ при $\alpha = 85$ и 95° и $\psi = 10$ и 170° ; девятой — $K_9 = 0$ при $\alpha = 170$, 70 , 150 , 50 , 130 , 30 , 110 и 10° и $\psi = 20$, 40 , 60 , 80 , 100 , 120 , 140 и 160° , $K_{9\max} = 8,113$ при $\alpha = 85^\circ$ и $\psi = 10^\circ$; десятой — $K_{10} = 0$ при $\alpha = 72$, 153 , 54 , 135 , 36 , 117 , 18 и 99° и $\psi = 36$, 54 , 72 , 90 , 108 , 126 , 144 и 162° , $K_{10\max} = 8,789$ при $\alpha = 85^\circ$ и $\psi = 10^\circ$

обусловленного характером неровностей в контакте поверхностей трения вала и втулки [5]. На изменение зазора между поверхностями трения подшипников скольжения оказывает влияние и эксцентризитет, вызываемый пе-рекосом осей левой и правой опорных шеек вала и сопряженных с ними втулок.

Для определения K_k и ε_k полу-чены следующие выражения:

$$K_k = \sqrt{\frac{\sin^2(\alpha + \psi) - 2\sin(\alpha + \psi) \times}{\sin \psi} \rightarrow} \\ \rightarrow \frac{\times \sin \alpha \cos k\psi + \sin^2 \alpha}{2\pi k/T}, \quad (3)$$

$$\varepsilon_k = \operatorname{arctg} \frac{\sin \alpha \sin k(\alpha + \psi)}{\sin \alpha \cos k(\alpha + \psi)} \rightarrow \\ \rightarrow \frac{-\sin(\alpha + \psi) \sin k\alpha}{-\sin(\alpha + \psi) \cos k\alpha}, \quad (4)$$

где ψ и α — углы расположения наиболее выступающих вершин макрогоеометрических отклонений реальных профилей поперечных сечений сопрягаемых поверхностей трения соответственно втулки и вала.

В системе MathCAD было исследовано влияние параметров ψ и α на изменение функции передаточных коэффициентов K_k для ряда гармоник $k = 2, 3, \dots, 10$, для которых установлены статистические характеристики отклонений формы поверхностей втулок и валов [2]. На рис. 1 представлены геометрические функции передаточных коэффициентов $K_k = Z_k(k, \psi, \alpha)$ в виде поверхностей отклика для гармоник второго-пятого, девятого и десятого порядков при изменении параметров ψ и α в интервале от 10 до 170°. Функции изменяются в довольно широком диапазоне, принимая максимальные значения при $\psi = 180^\circ$.

Для каждой гармоники отклонения реального профиля имеют благоприятные сочетания параметров ψ и α , при которых функция $K_k = 0$. С увеличением по-рядка гармоники число таких со-

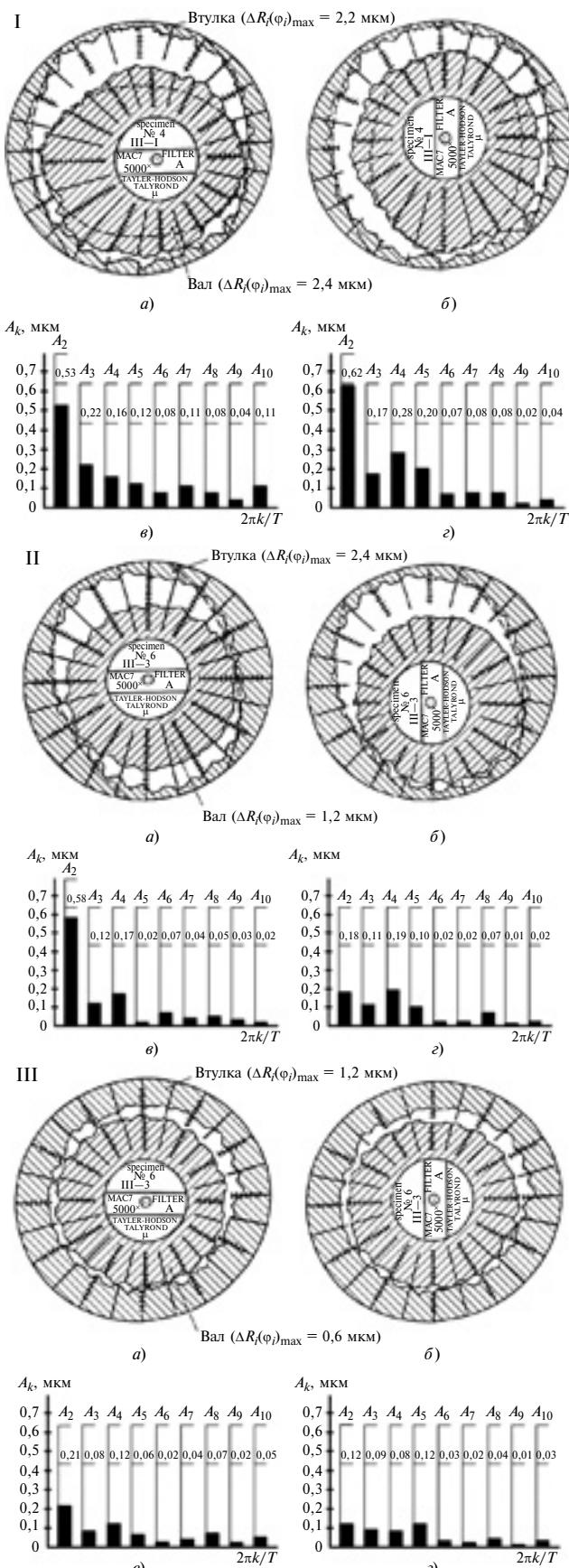


Рис. 2. Фрагменты контакта (а, б) и изменения амплитуд профилей поперечных сечений втулки (в) и вала (з): I и II — при доминировании эллипсности в обоих профилях; III — при минимизации эллипсности в обоих профилях

четаний возрастает. Установлено, что в определенных интервалах параметров ψ и α функции передаточных коэффициентов гармоник среднего диапазона частот (начиная с гармоники пятого порядка) имеют волнобразный характер (см. рис. 1, гармоники пять, девять и десять). Это способствует увеличению числа точек (пятен) контакта профилей поперечных сечений поверхностей трения.

На рис. 2, I—III представлены реальные профили поперечных сечений поверхностей трения опорной шейки вала и втулки в исходном положении вала (а), при повороте вала на 90° (б) и линейчатые спектры амплитуд втулки (в) и вала (г) при различных сочетаниях спектров отклонений от круглости. В случае доминирования эллипсности в отклонениях от круглости профилей сечений втулки и вала (см. рис. 2, I), даже с учетом гармоник более высоких частот (более 10-го порядка) и микронеровностей, профили контактируют по весьма ограниченному числу точек (пятен). Это наиболее распространенный в производственной практике контакт поверхностей трения подшипников скольжения. Аналогичный контакт профилей поперечных сечений имеет место и в случае доминирования эллипсности в отклонениях лишь одного из профилей — втулки или вала (см. рис. 2, II).

Только при минимизации эллипсности в отклонениях от круглости профилей поперечных сечений втулки и вала число точек (пятен) контакта возрастает более, чем в 3 раза (см. рис. 2, III).

Формирование отклонений от цилиндричности намного сложнее: отклонения от круглости множества профилей поперечных сечений дают реальную единую форму поверхности вращения. Отклонениями от цилиндричности являются конусообразность, бочкообразность, седлообразность и изогнутость.

Следовательно, в каждый момент времени при текущем угле поворота вала поверхности трения контактируют по множеству точек (пятен), число и расположение которых определяется амплитудами и начальными фазами собственных неровностей, значениями функции передаточных коэффициентов доминирующих гармоник отклонений формы и нутационным движением вала. Это приводит к мгновенным изменениям фактической площади контакта сопрягаемых поверхностей и условий трения при вращении вала.

Так как поверхности трения контактируют по наиболее выступающим неровностям, то при их неблагоприятном сочетании и с учетом нестабильности спектров амплитуд макро- и микронеровностей по величине и фазе

распределения, число пятен контакта изменяется, а следовательно, и фактическая площадь сопряжения вала и втулки может изменяться более, чем в 10 раз. Если контакт осуществляется по наибольшим выступам неровностей втулки, расположенным ближе к верхней предельной границе ($\psi = 180^\circ$), то на изменение зазора в сопряжении значительное влияние могут оказывать и гармонические составляющие более высокой частоты.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. 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.
2. Зюзин А. А., Казьмин Б. Н. Оценка отклонений формы и радиального бieniaния поверхностей вращения // Автомобильная промышленность. 2009. № 5. С. 35—37.
3. Крагельский И. В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. 480 с.
4. Исаченков Е. И. Контактное трение и смазки при обработке металлов давлением. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.
5. Зюзин А. А., Казьмин Б. Н. Влияние отклонений формы поверхностей трения на зазоры в подшипниках скольжения // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 3. С. 48—50.

Договорились о совместных действиях по модернизации

В Москве 11 ноября 2011 г. на совместном заседании по модернизации электроэнергетики Комитет по энергетическому машиностроению Общероссийской общественной организации "Союз машиностроителей России" и Совет по энергетической безопасности и технологической надежности НП "Совет производителей энергии" приняли решение о подготовке ряда межотраслевых документов.

К марта 2012 г. основные направления сотрудничества будут formalизованы посредством создания системы соглашений между компаниями энергомашиностроительного комплекса и НП "Совет производителей энергии", как полномочного представителя генерирующих компаний.

Прежде всего, планируется представить согласованную позицию по формированию долгосрочного заказа на энергетическое оборудование отечественного производства для реализации программ модернизации генерирующих компаний, разработать механизм финансирования централизованного аварийного запаса энергетического оборудования на предприятиях энергомашиностроительного комплекса, создать механизм консолидированного финансирования перспективных проектов НИОКР на основе государственно-частного партнерства.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.923

А. А. КОШИН, д-р техн. наук (Южно-Уральский ГУ), Б. А. ЧАПЛЫГИН, д-р техн. наук (АО "Уральский НИИ абразивов и шлифования"), Д. В. ИСАКОВ, канд. техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: idvl_829@mail.ru

Гипотеза адекватности условий работы абразивных зерен и ее теоретическое обоснование

Представлена методика проектирования экономичной абразивной обработки по результатам системных испытаний шлифовальных кругов на основе гипотезы об адекватности условий работы абразивных зерен.

Ключевые слова: шлифование, шлифовальный круг, проектирование, оптимизация.

A design technique of economy abrasive processing on the results of system testing of the grinding wheels based on the hypothesis on the adequacy of the working conditions of abrasive grains is presented.

Keywords: grinding, grinding wheel, design, optimization.

В Уральском научно-исследовательском институте абразивов и шлифования (УралНИИАШ) в рамках программы научно-исследовательской работы были проведены теоретические и экспериментальные исследования по эксплуатационным свойствам шлифовальных кругов, выпускаемых АО "Челябинский абразивный завод". В результате этих исследований сформирован комплекс эксплуатационных показателей абразивного инструмента, необходимых для оптимизации абразивной обработки [1], разработаны средства и способ получения этих показателей, основанный на системных испытаниях шлифовальных кругов, а также формы их представления (тиражирования) в виде зависимостей и технологического паспорта шлифовального круга [2]. Созданная по результатам системных испытаний шлифовальных кругов база данных охватывает значительную часть шлифуемых материалов, широкий диапазон подач и др.

Однако ее использование при проектировании шлифовальных операций ограничено технологическими условиями, в которых проводились испытания.

Для расширения области применения полученных результатов разработаны новые положения, позволяющие получать данные, необходимые для проектирования различных шлифовальных операций. В основу этого положена *гипотеза об адекватности условий работы абразивных зерен, согласно которой, при выполнении различных видов шлифовальных операций могут создаваться одинаковые (адекватные) условия работы абразивных зерен, т. е. такие условия, при которых результаты взаимодействия абразивных зерен с материалом заготовки (составляющие силы резания, шероховатость шлифованной поверхности, характер и интенсивность изнашивания и др.) будут одинаковыми вне зависимости от вида шлифовальной операции.*

Возможность создания адекватных условий работы абразивных зерен при различных операциях абразивной обработки, в частности шлифовальных, является важнейшим научным выводом, полученным по результатам анализа работ Н. И. Богомолова, Г. В. Бокучавы, Д. Г. Евсеева, Г. М. Ипполитова, А. В. Королева, С. Н. Корчака, Г. Б. Лурье, Е. Н. Маслова, С. А. Попова, С. Г. Редько, А. Н. Резникова, С. С. Силина, В. К. Старкова, Л. Н. Филимонова, Л. В. Худобина, П. И. Ящерицына и др., посвященных исследованиям физических закономерностей процесса шлифования.

При исследовании процесса шлифования большинство из вышеперечисленных ученых исходили из того, что вне зависимости от вида шлифовальной операции физические закономерности взаимодействия абразивных зерен с материалом заготовки проявляются одинаково. Поэтому, как правило, модели шлифования разрабатывают в одной и той же последовательности. Сначала создают (выбирают) модель абразивного зерна, которое рассматривают как однолезвийный режущий инструмент. Его форму и размеры, в том числе и режущей части, устанавливают по усредненным данным большого числа измерений. Далее исследуют процесс взаимодействия модельного зерна с материалом заготовки безотносительно к какому-либо виду шлифования. В основе таких исследований лежат законы классической механики, теплофизики и др. В результате получают формулы основных эксплуатационных показателей единичного абразивного зерна, про-

являющихся при его взаимодействии с заготовкой. Затем, рассматривая процесс шлифования как сумму результатов взаимодействия единичных зерен, находящихся в поверхностном слое шлифовального круга, с материалом заготовки по всей ширине шлифования (метод суперпозиции), получим формулы эксплуатационных показателей шлифовального круга. Переход к конкретному виду шлифования осуществляется через кинематические показатели, содержащиеся в полученных формулах, которые отражают связь эксплуатационных показателей шлифовального круга с различными факторами, характеризующими условия работы абразивных зерен. Поэтому можно предположить, что при различном шлифовании при равенстве данных факторов результаты взаимодействия абразивных зерен с металлом заготовки будут одинаковыми. Задача заключается в том, чтобы выявить совокупность этих факторов для проектирования различных видов шлифования по результатам системных испытаний шлифовальных кругов.

Решение задачи возможно только на основании исследований физических закономерностей шлифования, используя различные модели этого процесса. В настоящее время имеется большое число таких моделей, однако все они лишь уточняют некоторые стороны процесса и не позволяют выявить комплексное влияние всех основных факторов. Поэтому возникла необходимость в модели, дающей целостное представление о влиянии всех факторов на эксплуатационные показатели шлифовального круга, а следовательно, и на результаты шлифования, т. е. на точность, производительность, качество обработанных поверхностей детали и др.

Разработка модели строилась на создании адекватных условий работы абразивных зерен при шлифовании. При этом использовались результаты наиболее значимых теоретических и экспериментальных исследований, а также проверенные на практике решения и рекомендации. Результаты моделирования представлены в работе [3].

Полученная модель и установленные на ее основе расчетные зависимости позволили определить условия адекватности работы абразивных зерен, т. е. условия, при которых результаты их взаимодействия с материалом заготовки будут одинаковыми при выполнении любых видов шлифования. Для обеспечения адекватной работы абразивных зерен необходимо, чтобы для проектируемого шлифования и при испытаниях были одинаковыми:

технические характеристики шлифовального круга (материал абразивного зерна, связка, зернистость, твердость, структура);

материалы заготовок (или хотя бы должны входить в одну группу по обрабатываемости);

способы и режимы правки, СОТС (концентрация и способ подачи), средняя площадь среза, приходящаяся на одно зерно.

Последнее условие можно записать математически:

$$\frac{Q'_{\text{м.и}}}{v_{\text{k.и}} Z_{\text{р.и}} l_{\text{р.и}}} = \frac{Q'_{\text{м.п}}}{v_{\text{k.п}} Z_{\text{р.п}} l_{\text{р.п}}}, \quad (1)$$

где $v_{\text{k.и}}$ и $v_{\text{k.п}}$ — скорости шлифовального круга при проектировании операции (индекс "и" здесь и далее) и испытаниях (индекс "п"); $Z_{\text{р.и}}$, $Z_{\text{р.п}}$ — числа режущих зерен, находящихся в контактной зоне шириной 1 мм; $l_{\text{р}} \approx 0,75 l_{\text{k}}$ — средняя длина реза (l_{k} — длина дуги контакта шлифовального круга с заготовкой); $Q'_{\text{м.и}}$, $Q'_{\text{м.п}}$ — скорости съема металла на 1 мм высоты шлифовального круга.

Средняя площадь среза единичным зерном имеет вид:

$$f_z^* = \frac{Q'_{\text{м}}}{v_{\text{k}} Z_{\text{р}} l_{\text{р}}} = \frac{t_{\Phi} v_{\text{д}}}{v_{\text{k}} Z_{\text{р}} l_{\text{р}}} = \frac{h_{\text{з}}}{Z_{\text{р}} l_{\text{р}}}, \quad (2)$$

где t_{Φ} — фактическая глубина шлифования; $h_{\text{з}}$ — эквивалентная глубина шлифования — толщина сплошной ленты металла, выходящей из зоны резания шириной B со скоростью, равной окружной скорости шлифовального круга. Площадь поперечного сечения этой ленты равна сумме проекций площадей всех срезов, одновременно формируемых в контактной зоне шлифовального круга с заготовкой, на плоскость, перпендикулярную вектору скорости вращения шлифовального круга.

Из выражения (2) видно, что f_z^* связывает режимные параметры шлифования, параметры шлифовального круга и параметры его кинематического взаимодействия с заготовкой.

Для наиболее распространенных видов шлифования скорость $Q'_{\text{м}}$ съема металла рассчитывается по формулам:

для круглого наружного шлифования с радиальной подачей

$$Q'_{\text{м}} = \pi d_{\text{д}} n_{\text{д}} t_{\Phi}; \quad (3)$$

для круглого наружного шлифования с осевой подачей

$$Q'_{\text{м}} = \pi d_{\text{д}} n_{\text{д}} t_{\Phi} (S_{\text{oc}}/B_{\text{k}});$$

для плоского шлифования периферией круга на станках с прямоугольным столом

$$Q'_{\text{м}} = v_{\text{д}} t_{\Phi} (S_{\text{oc}}/B_{\text{k}}),$$

где $S_{\text{oc}}/B_{\text{k}}$ — относительная осевая подача (доли от высоты шлифовального круга); $d_{\text{д}}$ — диаметр заготовки; $n_{\text{д}}$ — частота вращения заготовки.

При работе абразивных зерен в одинаковых условиях интен-

сивность их изнашивания будет одинаковой, а следовательно, радиальный износ и состояние вершин зерен (форма и размеры) будут зависеть только от пути, пройденного зернами в контакте с металлом. При прохождении одного и того же пути состояния вершин зерен одинаковы, в этом случае $Z_{\text{р.п}} = Z_{\text{р.и}}$. С учетом этого уравнение (1) можно записать:

$$\frac{Q'_{\text{м.и}}}{v_{\text{к.и}} l_{\text{к.и}}} = \frac{Q'_{\text{м.п}}}{v_{\text{к.п}} l_{\text{к.п}}}. \quad (4)$$

Уравнение (4) при выполнении всех остальных условий позволяет перейти от условий испытаний шлифовального круга к реальным условиям работы абразивных зерен при различных видах шлифования. При этом необходим перерасчет эксплуатационных параметров шлифовального круга для проектируемой операции.

Удельные радиальная и тангенциальная составляющие силы резания определяют сложением составляющих сил резания всех работающих зерен, расположенных в зоне контакта шлифовального круга с заготовкой (метод суперпозиции):

$$\left. \begin{aligned} P'_y &= \sum_{i=1}^{n_p} P_{y_i}^*; \\ P'_z &= \sum_{i=1}^{n_p} P_{z_i}^*. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где $P_{y_i}^*$ и $P_{z_i}^*$ — радиальная и тангенциальная составляющие силы резания от действия i -го единичного зерна; $n_p = Z_p l_p$ — число режущих зерен, находящихся на 1 мм ширины зоны контакта.

При переходе к модельному зерну формулы (5) принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} P'_y &= P_y^* Z_p l_p; \\ P'_z &= P_z^* Z_p l_p. \end{aligned} \right\}$$

Независимо от вида шлифования при одинаковых условиях работы зерен параметры $P_{y_i}^*$, $P_{z_i}^*$ и Z_p будут одинаковыми. Поэтому если по результатам испытаний известны силы $P'_{\text{уи}}$ и $P'_{\text{зи}}$, то для проектируемой операции, выполняемой при тех же условиях работы зерен, составляющие силы резания можно определить по формулам

$$\left. \begin{aligned} P'_{\text{уп}} &= P'_{\text{уи}} \frac{l_{\text{к.п}}}{l_{\text{к.и}}}; \\ P'_{\text{зи}} &= P'_{\text{зи}} \frac{l_{\text{к.п}}}{l_{\text{к.и}}}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Параметры микропрофиля заготовки, сформированного в результате его взаимодействия с абразивными зернами, в исследуемом сечении устанавливают по параметрам срезов металла модельными зернами. При этом учитывают геометрические параметры заготовки и шлифовального круга, кинематические особенности шлифования операций и случайный характер расположения абразивных зерен в поверхностном слое. При таком подходе к формированию шероховатости шлифуемых поверхностей А. В. Королев установил, что средняя толщина среза полностью определяется шероховатостью шлифуемой поверхности и близка к средней высоте микронеровностей [4, с. 123]. Так как при работе абразивных зерен в одинаковых условиях независимо от вида шлифования средняя площадь среза, определяемая по формуле (2), и средние толщины среза одинаковы, то имеет место равенство

$$Ra_{\text{и}} = Ra_{\text{п}}. \quad (7)$$

Шероховатость $Ra_{\text{д}}$ шлифованной поверхности, достигаемая на этапе выхаживания, зависит в основном от параметров шероховатости поверхности, полученной на предшествующем этапе, и

от микрорельфа рабочей поверхности шлифовального круга, сформировавшегося к этому этапу [5]. При работе абразивных зерен в одинаковых условиях независимо от вида шлифования шероховатость и микрорельеф рабочей поверхности шлифовального круга, сформированный к выхаживанию, будут одинаковыми:

$$Ra_{\text{д.и}} = Ra_{\text{д.п.}} \quad (8)$$

Равенство параметров шероховатости при адекватных условиях работы зерен позволяет по комплексу степенных функций, представленных в работе [2] (по данным карт испытаний), определять фактическую глубину резания для проектируемой операции, обеспечивающую требуемую шероховатость.

Объем изношенной части шлифовального круга всегда устанавливают экспериментально по радиальному износу. Как правило, при производственном шлифовании круги работают в режиме затупления. При этом затупление зерен происходит в основном вследствие изнашивания трением. Поэтому радиальный износ шлифовального круга рассчитывают по формуле, известной из теории трения [6]:

$$h_{\text{i}} = I_h l_k N_{\text{ц}}, \quad (9)$$

где I_h — безразмерный коэффициент, характеризующий интенсивность изнашивания шлифовального круга за период стойкости; $N_{\text{ц}}$ — число циклов.

За период стойкости шлифовального круга число циклов (оборотов шлифовального круга) находят по формуле

$$N_{\text{ц}} = \frac{v_k T}{\pi D_k}, \quad (10)$$

где T — период стойкости шлифовального круга; D_k — диаметр круга.

Подставляя в формулу (9) правую часть выражения (10), получим:

$$h_i = I_h l_k \frac{v_k T}{\pi D_k}. \quad (11)$$

Произведение числа оборотов шлифовального круга за период стойкости на длину дуги контакта определяет путь, пройденный абразивными зернами в контакте с металлом. Так как при одинаковых условиях работы зерен интенсивность их изнашивания одинакова, то радиальный износ и состояние вершин зерен (их форма и размеры) зависят только от пути, пройденного зернами в контакте с металлом. При прохождении одного и того же пути состояния вершин зерен будет одинаковым. Необходимость правки шлифовального круга устанавливают по состоянию вершин зерен (по их затуплению) после прохождения ими определенного пути в контакте с металлом. При этом средние объемы металла, срезаемые отдельными зернами на различных операциях шлифования, будут одинаковыми. Радиальные износы зерен, а следовательно, и объемы W_a изношенных частей шлифовального круга также будут одинаковыми:

$$W'_{a,i} = W'_{a,p}. \quad (12)$$

Уравнение (12) справедливо, если диаметры шлифовальных кругов при испытаниях и на проектируемой операции одинаковы, в противном случае оно приобретает вид:

$$W'_{a,p} = \frac{D_{k,p} W'_{a,i}}{D_{k,i}}. \quad (13)$$

Если правку шлифовальных кругов при испытаниях и на проектируемой операции выполняют при одинаковом радиальном из-

носе зерен, то с учетом формулы (11) можно записать:

$$I_h l_{k,p} \frac{v_{k,p} T_p}{\pi D_{k,p}} = I_h l_{k,i} \frac{v_{k,i} T_i}{\pi D_{k,i}}.$$

Решая последнее уравнение относительно T_p , получим формулу периода стойкости на проектируемой операции:

$$T_p = \frac{T_i l_{k,i} D_{k,p} v_{k,i}}{D_{k,i} l_{k,p} v_{k,p}}. \quad (14)$$

Объемы металла, снимаемые за период стойкости шлифовального круга на проектируемой операции $W'_{m,p}$ и при испытаниях $W'_{m,i}$, рассчитываются по формулам

$$W'_{m,p} = T_p Q'_{m,p};$$

$$W'_{m,i} = T_i Q'_{m,i}.$$

Из отношения $W'_{m,p}/W'_{m,i}$ выразим $W'_{m,p}$ через $W'_{m,i}$ следующим образом:

$$W'_{m,p} = \frac{W'_{m,i} T_p Q'_{m,p}}{T_i Q'_{m,i}}. \quad (15)$$

В адекватных условиях работы абразивных зерен при выполнении различных видов шлифовальных операций имеем:

$$[N'_{np}]_i = [N'_{np}]_p; \quad (16)$$

где $[N'_{np}]$ — предельная удельная мощность, затрачиваемая на шлифование при отсутствии прижога.

Коэффициент $K_{sh,p}$ шлифования на проектируемой операции рассчитывают по формуле

$$K_{sh,p} = \frac{W'_{m,p}}{W'_{a,p}} = \frac{W'_{m,p} D_{k,i}}{W'_{a,p} D_{k,p}}. \quad (17)$$

Выражения (6—8) и (13—17) позволяют сделать переход от условий испытаний шлифовальных кругов к тем же условиям работы абразивных зерен при разных видах шлифования перерасчетом параметров эксплуатационных свойств шлифовального круга.

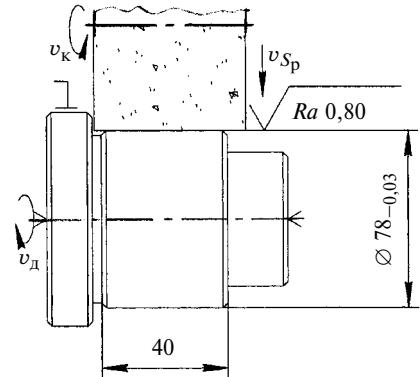


Рис. 1. Схема обработки: установка, размеры, допуски, шероховатость поверхности

Рассмотрим пример проектирования круглого наружного шлифования с радиальной подачей по результатам системных испытаний шлифовальных кругов. Схема обработки приведена на рис. 1: деталь — валик из стали 40Х (1 группа обработки), твердость 48÷52 HRC, диаметр заготовки 78,5—0,084 мм, ширина обработки 40 мм, припуск 2П = 0,5 мм; станок — круглошлифовальный 3М173МВФ2, мощность привода шлифовального круга $N_{p,p} = 10$ кВт, частота вращения передней бабки 40÷500 мм^{-1} , жесткость $j = 20\,000$ Н/мм, автоматическая подача; шлифовальный круг — 1750×50×305 25A 25H C17 K (ГОСТ 2424—83), окружная скорость 35 м/с, СОТС — 0,2 %-й водный раствор кальцинированной соды, способ измерения — автоматический контроль, цикл шлифования — постоянный режим плюс выхаживание.

Режим резания при круглом наружном шлифовании с радиальной подачей при известной скорости v_k шлифовального круга задают скоростью v_d заготовки и радиальной скоростью v_{S_p} подачи.

По карте испытаний (рис. 2), находящейся в технологическом паспорте шлифовального круга, которая получена для шлифования образца из материала первой

группы обрабатываемости, определяют фактическую глубину $t_{\phi,i}$ резания на 1 оборот заготовки, которая обеспечивает шероховатость поверхности $Ra_d = 0,8 \text{ мкм}$ (стрелка 2): $t_{\phi,i} = 0,006 \text{ мм}$.

Длину дуги контакта находим по формуле

$$l_k = \sqrt{\frac{D_k d_d t_{\phi}}{(D_k + d_d)}}, \quad (18)$$

тогда $l_{k,i} = 0,72 \text{ мин}^{-1}$.

Далее частоту вращения заготовки $n_{d,p}$ определяют, исходя из условия равенства площадей срезов, приходящихся на одно усредненное зерно, для проектируемой операции шлифования и

при испытании шлифовального круга. Для круглого наружного шлифования с радиальной подачей данное условие имеет вид:

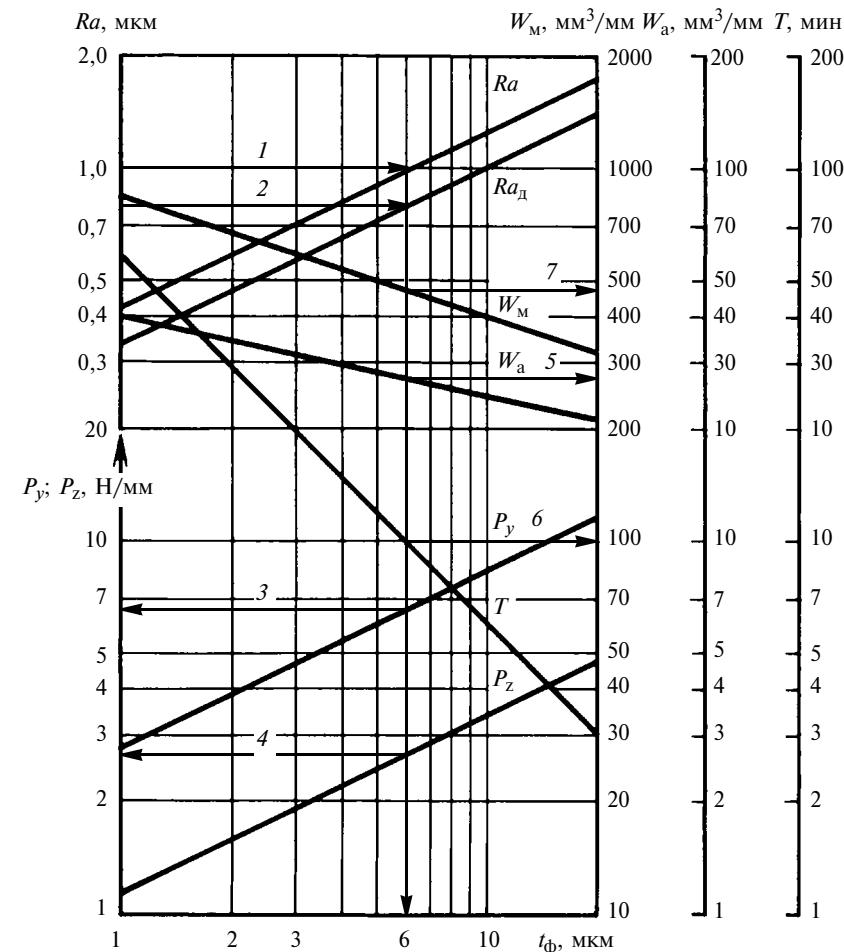
$$\frac{\pi d_{d,i} n_{d,i} t_{\phi,i}}{v_{k,i} Z_{p,i} l_{k,i}} = \frac{\pi d_{d,p} n_{d,p} t_{\phi,p}}{v_{k,p} Z_{p,p} l_{k,p}}.$$

Решим это уравнение относительно $n_{d,p}$ с учетом того, что по формуле (18) $l_{k,p} = 0,65 \text{ мин}^{-1}$, подставив все значения, получим $n_{d,p} = 115 \text{ мин}^{-1}$.

Найдем скорость вращения заготовки:

$$v_{d,p} = \pi d_{d,p} n_{d,p} = 28346 \text{ мм/мин.}$$

Рассчитаем радиальную и тангенциальную составляющие силы



Шлифовальный круг..... 1600 × 40 × 305 25A25C17K (ГОСТ 2424—83)
Заготовка..... $d_d = 100 \text{ мм}$, сталь 45, 38...42 HRC, группа обраб. 1
Режим шлифования..... $v = 35 \text{ м/с}$, $n = 100 \text{ мин}^{-1}$
Правящий инструмент..... карандаш 3908-0054 С1.0 тип 01 (ГОСТ 607—80)
Режим правки..... $v_{Soc} = 0,25 \text{ м/мин}$, $S_p = 0,025 \text{ мм/дв. ход}$, $i = 4$
СОТС..... 0,2 %-й раствор кальцинированной соды

Рис. 2. Карта испытаний шлифовального круга

резания для проектируемой операции. По карте испытаний определим P'_{uy} и P'_{zui} , соответствующие $t_{\phi,i} = 0,006 \text{ мм}$ (см. рис. 2, стрелки 3 и 4), и по формулам (6) найдем радиальную и тангенциальную составляющие силы резания:

$$P'_{uy} = 6,7 \frac{0,65}{0,72} = 6 \text{ Н};$$

$$P'_{zui} = 2,6 \frac{0,65}{0,72} = 2,3 \text{ Н.}$$

Составляющие силы резания, действующие по всей ширине шлифования, составили $P_{uy} = P'_{uy} B = 240 \text{ Н}$; $P_{zui} = P'_{zui} B = 92 \text{ Н.}$

Скорость радиальной подачи

$$v_{S_{p,p}} = \left(t_{\phi,p} + \frac{y_p}{n_{d,p}} \right) n_{d,p} = \\ = \left(t_{\phi,p} + \frac{P_{uy}}{jn_{d,p}} \right) n_{d,p} = \\ = 0,7 \text{ мм/мин,}$$

где y — суммарные упругие перемещения технологической системы под действием силы P_y ; j — суммарная жесткость технологической системы в радиальном направлении (при шлифовании жестких деталей обычно ограничиваются суммарной жесткостью станка в радиальном направлении).

Для измененных условий шлифования вводится поправочный коэффициент для скорости радиальной подачи: $K_{vS_{p,p}} = K_{COTC} K_{ж} K_{vS_p} 4$, где $K_{ж}$ — коэффициент, зависящий от точности и жесткости станка, выбирается по таблицам работы [7], если жесткость станка не известна, в противном случае $K_{ж} = 1$; K_{COTC} — коэффициент, определяемый группой СОТС, выбирается также по таблицам работы [7]; $K_{vS_p} 4$ — коэффициент, зави-

сящий от формы поверхности и жесткости детали [7], для жестких деталей $K_{vS_4} = 1$.

Сравнительный расчет на мощность привода шлифовального круга выполним по формуле $N_{ш.п} = P_{zп}v_{k.п} = 92 \cdot 50 = 4600 \text{ Вт} < 10000 \text{ Вт}$, что меньше мощности электродвигателя привода шлифовального круга (10 000 Вт).

Определим допустимую мощность на шлифование без прижогов: $[N'_{пр}]_и = [N'_{пр}]_п = 0,15 \text{ кВт}/\text{мм}$ и сравним ее с мощностью шлифования, приходящейся на 1 мм высоты шлифовального круга: $N_{ш.п}/B_k = 4,6/40 = 0,115 \text{ кВт}/\text{мм}$, что меньше $[N'_{пр}]_и$, следовательно, на рассчитанном режиме прижогов не будет.

Найдем максимальную радиальную составляющую $P_{y\max}$ силы резания, исходя из обеспечения точности шлифования:

$$P_{y\max} \leq a_y \delta_{л,j} \leq 0,4 \cdot 0,03 \cdot 20000 \leq 240 \text{ Н},$$

где $a_y = 0,4$ — часть допуска на компенсацию погрешностей, вызванных упругими перемещениями технологической системы; $\delta_{л}$ — погрешность параметра, лимитирующего точность обработки, должна находиться в пределах допуска, заданного чертежом.

Проверим выполнение неравенства $P_{уп} \leq P_{y\max}$. В данном случае $P_{уп} = P_{y\max} = 240$, следовательно, максимальная деформация технологической системы находится в пределах допустимого.

Часть шлифовального круга, изношенную за период стойкости $W'_{a,i}$, находим по карте испытаний: $W'_{a,i} = 29 \text{ мм}^3/\text{мм}$ (стрелка 5), а $W'_{a,p}$ рассчитываем по формуле (16): $W'_{a,p} = 36,2 \text{ мм}^3/\text{мм}$.

Найдем период стойкости шлифовального круга для проектируемой операции. Для этого по карте испытаний определим период стойкости $t_{Ф.и} = 0,006 \text{ мм}$ (стрелка 6), затем по формуле (14) определим $T_p = 13,8 \text{ мин}$.

Объем $W'_{m,i}$ металла, снимаемый за период стойкости шлифовального круга, находим по карте испытаний: $W'_{m,i} = 490 \text{ мм}^3/\text{мм}$ (стрелка 7), показатель $W'_{m,p}$ рассчитаем по формуле (15), которая с учетом формулы (3) после преобразований имеет вид:

$$\begin{aligned} W'_{m,p} &= \frac{W'_{m,i} T_p d_{d,p} n_{d,p}}{T_i d_{d,i} n_{d,i}} = \\ &= \frac{490 \cdot 13,8 \cdot 78,5 \cdot 115}{10 \cdot 100 \cdot 100} = \\ &= 610,4 \text{ мм}^3/\text{мм}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Основное время операции } \tau_0 &= \\ &= \frac{2PK_{вых}}{2v_{S_p}p} = \frac{0,5 \cdot 1,4}{2 \cdot 0,70} = 0,5 \text{ мин}, \end{aligned}$$

где $K_{вых}$ — коэффициент, учитывающий время выхаживания.

Таким образом, найдены все параметры, необходимые для расчета себестоимости шлифования по формуле

$$C_p = \tau_0 [C_1 + (C_1 T_{пр} + C_2 W_{пр}) T^{-1} + C_2 W_a T^{-1} + C_3 N_{ш}],$$

где C_1 — стоимость 1 мин работы станка; C_2 — стоимость единицы объема рабочей части шлифовального круга; C_3 — стоимость 1 кВт/ч электроэнергии.

Аналогично разработаны алгоритмы проектирования всех видов абразивной обработки, выполняемых связанным абразивным инструментом.

Результаты экспериментальных и теоретических исследований, проведенных в УралНИИАШе, обобщены в справочнике на ре-

жимы резания на шлифовальных и доводочных станках [8], который создан по заказу Управления нормативов по труду ФГУП "Научно-исследовательский институт труда и социального страхования" Федерального агентства по здравоохранению и социальному развитию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кошин А. А., Чаплыгин Б. А., Исаков Д. В. Современный подход к проектированию операций абразивной обработки // Вестник машиностроения. М.: 2011. № 9. С. 57–60.

2. Чаплыгин Б. А., Исаков Д. В. Создание нового информационного обеспечения проектирования операций абразивной обработки на основе системных испытаний шлифовальных кругов // Вестник машиностроения. М.: 2011. № 11. С. 47–51.

3. Корчак С. Н., Исаков Д. В. Моделирование работоспособности кругов разных характеристик и методика выбора кругов и режимов шлифования // Абразивное производство: сб. науч. труд. Челябинск: 2001. С. 17–25.

4. Королев А. В., Новоселов Ю. К. Теоретико-вероятностные основы абразивной обработки. Ч. 2. Взаимодействие инструмента и заготовки при абразивной обработке. Саратов: Саратовский университет, 1989. 160 с.

5. Ящерицын П. И., Жалнерович Е. А. Шлифование металлов. Минск: Беларусь, 1970. 463 с.

6. Крагельский И. В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. 480 с.

7. Общемашиностроительные нормативы режимов резания для технического нормирования работ на шлифовальных и доводочных станках. М.: НИИруды, 1978. 203 с.

8. Режимы резания на работы, выполняемые на шлифовальных и доводочных станках с ручным управлением и полуавтоматах: справочник / А. А. Кошин, С. Н. Корчак, Л. В. Худобин и др. Челябинск: Уральский НИИ абразивов и шлифования, 2007. 384 с.

И. ДЕКЕР, д-р физ. наук (KNUTH Werkzeugmaschinen GmbH, Германия, г. Васбек),
e-mail: ingo.decker-knuth@yandex.ru

Рациональный раскрой промышленных материалов и современные технологии

Представлены возможности современных технологий для оптимизации промышленного раскроя материала.

Ключевые слова: дуга, водяная струя, лазер, раскрой, оптимизация, экономия, ресурсы.

The possibilities of modern technologies for optimization of a material industrial cutting have been presented.

Keywords: arc, water jet, laser, cutting, optimization, saving, resources.

Для промышленного раскроя различных материалов широко применяется резка с использованием лазера, водяной струи или плазменной дуги. Все три способа в равной мере нашли применения на различных производствах. Выбор способа резки зависит от требуемого качества изготавляемого изделия и предполагаемых затрат. С одной стороны, эти способы имеют много общего и, как правило, взаимозаменяемы. С другой стороны, особенности каждого из способов резки позволяют решать широкий спектр задач,rationально сочетая их в технологическом процессе.

Как использовать каждый из вышеуказанных способов резки с максимальной эффективностью и как современное высокотехнологичное оборудование позволяет оптимизировать расходы средств и ресурсов, рассмотрим на примере металлообрабатывающего оборудования компании "KNUTH Werkzeugmaschinen GmbH", которая с 2000 г. работает на российском рынке.

Раскрой материала плазменной дугой

Плазменная резка (рис. 1, см. обложку) осуществляется электрической дугой, область применения — резка металлических материалов, таких, например, как легированные и коррозионностойкие стали, алюминиевые сплавы. При силе тока 400 А этим способом можно резать металлы толщиной до 80 мм. В зависимости от типа раскраиваемого материала и толщины листа при выборе силы тока и подачи материала следует определить приоритеты — скорость резания или качество получаемой при обработке кромки. Чаще всего используют металлические листы толщиной до 10 мм. В этом случае резка высокого качества обеспечивается при скорости подачи материала от 2 до 5 м/мин. Если выполняется обычный раскрой, то скорость подачи материала больше 6 м/мин.

Для резки нелегированной стали станки системы Plasma-Jet (рис. 2, см. обложку) можно оснастить одной или несколькими автогенными режущими головками и системой управления, позволяющей автоматически переключаться с плазменной резки на газовую автогенную и обратно. Столы, на которых выполняется обработка, имеют рабочую поверхность размерами от $1,5 \times 3$ до 3×12 м и выдерживают материал удельной массой до 2000 кг/м².

Резка материала водяной струей

Резка водяной струей — универсальный способ, применяемый для самых различных материалов. При этом возможна резка просто водяной струей (без добавок) и гидроабразивная резка (рис. 3, см. обложку). Для резки мягких и пенистых материалов достаточно водяной струи высокого давления. Для резки искусственных материалов, металлов, стекла в воду добавляют мелкозернистый абразив. Для создания водяной струи постоянно высокого давления установки Hydro-Jet (рис. 4, см. обложку) оснащены насосами, позволяющими плавно повышать давление струи до 3800 бар.

Резервуар для воды и рабочий стол в виде решетки выполнены из коррозионно-стойкой стали, что позволяет осуществлять высококачественную резку.

В отличие от плазменной резки, при которой материал разогревается до температуры плавления, раскрой струей воды представляет собой так называемую холодную резку, которая осуществляется импульсом потока высокоскоростных частиц. Поэтому даже при скорости подачи материала меньше 0,2 м/мин он не плавится и можно обрабатывать материал толщиной больше 100 мм, например, пластины из алюминия толщиной до 200 мм, а гомогенный камень и мрамор — еще большей толщины. При толщине материала до 10 мм оборудование работает со скоростью 0,2÷3 м/мин в зависимости от материала и требуемого качества обработки. Если же качество получаемой кромки не имеет большого значения, то скорость подачи материала можно увеличить. Точность обработки при этом составляет 0,1 мм, что выше, чем при плазменной резке. При раскрое тонких материалов можно использовать пакетную резку — при резке стопки листового материала за один проход получают несколько деталей. В отличие от термической резки при разрезании водяной струей кромка детали не оплавляется и не закаливается.

Раскрой материала лазерным лучом

Лазерную резку (рис. 5, см. обложку) применяют для материалов малой толщины при получении деталей со сложным контуром и высокой точности. Лазерный луч можно использовать для резки неметаллического материала, например дерева или полимерных материалов, таких как акриловое стекло. Пучок лазерного луча может иметь диаметр от 0,1 до 0,2 мм, что позволяет резать детали со сложными и в то же время плотно прилегающими элементами контура, между которыми расстояние меньше, чем толщина обрабатываемого материала, т. е. до 0,2 мм. После резки детали не требуют дополнительной обработки. Благодаря высокой скорости резки деталь испытывает лишь небольшое тепловое воздействие.

Возможны следующие виды лазерной резки: прожигание и плавление. В первом случае в качестве режущего газа используют кислород. При этом раскрой нелегированных сталей можно осуществлять с очень высокой скоростью. При толщине листа 1 мм подача материала может составлять 7 м/мин при мощности лазера 1 кВт; при толщине 6 мм — 1,2 м/мин. При использовании плавящего лазерного луча с азотом, подаваемым под высоким давлением (10÷20 бар), на обработанной детали из коррозионно-стойкой стали образуется гладкая кромка без заусенцев. При этом обеспечивается высокая производительность (4 м/мин при толщине листа 1 мм и мощности лазера 1 кВт). При резке акрилового стекла получаемая поверхность отлича-

ется высоким качеством. На ней имеются неглубокие царапины, но деталь полностью прозрачна.

Если используется непрерывный луч (режим CW), то для обеспечения среза высокого качества необходима постоянная высокая скорость подачи материала. Поэтому скорость режущей головки может быть отрицательным фактором для качества резки.

Для получения среза высокой точности используют лазерную резку в импульсном режиме. В этом случае процесс аналогичен электроискровой обработке, так как возможна очень медленная подача материала, а точность раскроя достигает нескольких долей миллиметра.

Компактная лазерная установка Laser-Jet (рис. 6, см. обложку) позволяет использовать все выше перечисленные режимы лазерной резки и имеет рабочие поверхности размерами $2,5 \times 1,25$ и $1,5 \times 1,25$ м.

Используемый СО₂-лазер обеспечивает высокое качество обработки даже при мощности лазера 0,6; 1; 1,5 кВт, что гарантирует низкие эксплуатационные расходы. Крепление лазерной установки на станине позволяет легко осуществлять перевозку и установку оборудования. К месту установки оборудования не предъявляются специальные требования.

Таким образом, грамотное использование современных технологий в сочетании с правильным выбором приоритетов позволяют повысить эффективность производства. Примером может служить оборудование компании "KNUTH Werkzeugmaschinen GmbH", обеспечивающее высокие скорость резания и качество обработки.

УДК 669.295.001.5

А. И. ХОРЕВ, д-р техн. наук (ФГУП "ВИАМ" ГНЦ), тел.: (499) 163-94-75

Фундаментальные и прикладные работы по термической и термомеханической обработке титановых сплавов

Приведены методы, схемы, температурные и деформационные режимы термической и термомеханической обработок титановых сплавов. Предложены пути снижения затрат при изготовлении из этих сплавов различных деталей и конструкций и повышения их надежности.

Ключевые слова: титановый сплав, термическая обработка, термомеханическая обработка, надежность, легирование.

The methods, schemes, temperature and deformation conditions of thermal and thermo-mechanical processing of titanium alloys are presented. The ways to reduce the costs in the manufacture of different parts and structures from these alloys and to improve their reliability have been proposed.

Keywords: titanium alloy, thermal processing, thermo-mechanical processing, reliability, alloying.

Проведены исследования влияния легирования на эффективность термической и термомеханической обработок (ТМО), следующих титановых сплавов:

псевдо α -сплавов BT18У (Ti—Al—Mo—Nb—Zr—Sn—Si) и BT38 (Ti—Al—Mo—Nb—Zr—Sn—Si—Gd);

($\alpha + \beta$)-сплавов BT23 (Ti—Al—Mo—V—Cr—Fe), T23-1 (Ti—Al—Mo—V—Cr—Fe—Gd), BT43 (Ti—Al—Mo—V—Nb—Zr—Cr—Fe—Cu) и BT43-1 (Ti—Al—Mo—V—Nb—Zr—Cr—Fe—Cu—Gd);

среднелегированных β -сплавов BT19 (Ti—Al—Mo—V—Cr—Zr) и BT19-1 (Ti—Al—Mo—V—Cr—Zr—Gd);

высоколегированных β -сплавов BT15-1 (Ti—Al—Mo—V—Cr—Zr) и BT15-2 (Ti—Al—Mo—V—Cr—Zr—Gd).

Схемы (режимы) ТМО [1—17] титановых сплавов могут быть разные (рис. 1) и зависят от назна-

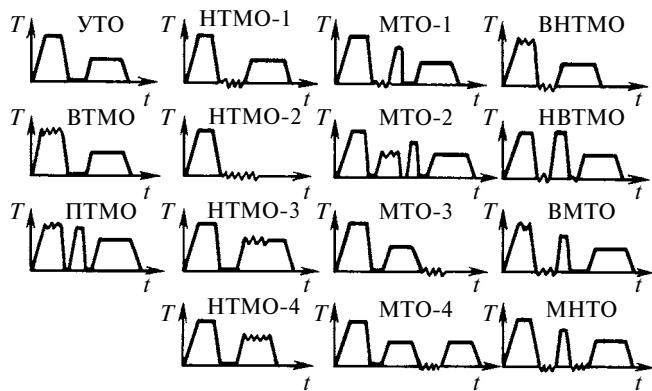


Рис. 1. Режимы термомеханических обработок титановых сплавов

чения изделия. Эффективность конкретной схемы ТМО зависит от фазового состава сплавов (рис. 2). Максимальная прочность и наилучшие механические свойства после высокотемпературной термомеханической обработки (ВТМО) наблюдаются у $(\alpha + \beta)$ -сплавов докритической концентрации, в состав которых входят: Ti—Al (3 %)—Mo (5 %), Ti—Al (3 %)—Cr (5 %), Ti—Al(3 %)—Fe (3 %) (содержание Cr и Fe эквивалентно 6÷8 % Mo).

Высокая прочность ($\sigma_b = 1600$ МПа) после ВТМО наблюдалась у $(\alpha + \beta)$ -сплавов мартенситного типа универсального применения, содержащих β -стабилизаторы в количестве, эквивалентном 7 % Mo: BT23 (Ti—Al—Mo—V—Cr—Fe) и BT23-1 (Ti—Al—Mo—V—Cr—Fe—Gd). Максимальную прочность после проведения ВТМО имеют сплавы BT43 (Ti—Al—Mo—V—Nb—Zr—Cr—Fe—Cu) и BT43-1 (Ti—Al—Mo—V—Nb—Zr—Cr—Fe—Cu—Gd), в которых β -стабилизаторы эквивалентны 8 % Mo.

Эффективность упрочнения данным методом ВТМО объясняется оптимальным фазовым составом и температурным режимом деформирования. При температуре на 50 °C ниже температуры полного полиморфного превращения ($T_{п.п} - 50$) °C [температура $(\alpha + \beta)$ -области] эти сплавы содержат 80÷90 % β -фазы критической концентрации. Поскольку в объемно-центрированной кубической решетке скольжение происходит по пересекающимся плоскостям, создается однородная дислокационная структура высокой плотности. При старении в многочисленных центрах зарождения происходит равномерный распад β -фазы критической концентрации, что обеспечивает получение сплава высокой прочности. В сплавах, легированных меньшим количеством β -стабилизирующих элементов, меньше β -фазы, причем с содержанием β -стабилизирующих элементов меньше критического. Поэтому при деформации создается менее однородная дислокационная структура. При охлаждении β -фаза полностью или частично претерпевает мартенситное превращение, в результате имеет место частичная аннигиляция кристаллических дефектов

строения и эффективность ВТМО при старении уменьшается. Сплавы с содержанием более 8 % Mo после деформации при ($T_{п.п} - 50$) °C содержат β -фазу с концентрацией β -стабилизирующих элементов больше критической. В процессе старения β -фаза распадается с выделением меньшего, чем в сплаве с эквивалентом 5÷8 % Mo, количеством α -фазы, что приводит к снижению эффекта упрочнения.

С увеличением количества β -стабилизирующих элементов прочность сплавов системы Ti—Al (3 %)—Mo после низкотемпературной термомеханической обработки (HTMO) возрастает до максимума, а затем снижается. Максимально упрочняется при HTMO сплав Ti—Al (3 %)—Mo (15 %), который после закалки с охлаждением с наибольшей высокой температурой ($\alpha + \beta$)-области почти полностью состоит из механически стабильной β -фазы. В процессе холодной деформации остаточная внутренняя микродеформация ($\Delta a/a$) α -фазы возрастает с $0,6 \cdot 10^{-3}$ до $2,6 \cdot 10^{-3}$. В деформированном сплаве при старении имеет место более равномерный дисперсный распад и возникают большие остаточные микродеформации ($\Delta a/a = 4,0 \cdot 10^{-3}$) по сравнению с недеформированным сплавом ($\Delta a/a = 2,5 \cdot 10^{-3}$).

Изучение β -сплава BT19 (Ti—Al—Mo—V—Zr—Cr) и β -сплава BT19-1 (Ti—Al—Mo—V—Zr—Cr—Gd) — аналогов сплава Ti—Al (3 %)—Mo (15 %), после термической обработки и HTMO показало, что их

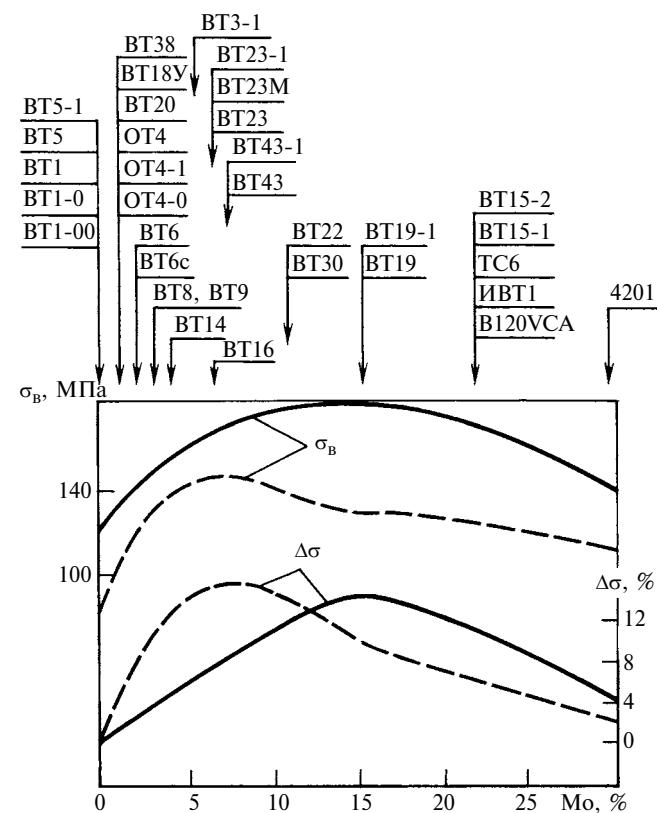


Рис. 2. Эффективность упрочнения при ВТМО (штриховая линия) и НТМО (сплошная линия) в зависимости от степени легирования сплава (по эквиваленту Mo)

упрочнение при старении при температуре 500 °С определяется микродеформацией кристаллических решеток фаз. Причем решетка β -фазы после старения искажена сильнее, чем решетка α -фазы. Увеличение ширины рентгеновских дифракционных линий с уменьшением параметра a_{β} решетки β -фазы показало, что микродеформация решетки связана с фазовым наклеком сплавов, обусловленным разницей атомных объемов двух фаз. Прочность после старения при температуре 500 °С ниже, чем после старения при температуре 450 °С, несмотря на то, что в первом случае большая степень распада и фазовый наклек. Механические свойства сплава определяются параметрами субструктур (плотностью и микродеформацией решетки) и показателями микроструктуры (размерами выделений α -фазы и равномерностью распада).

С увеличением легирующих элементов выше количества, эквивалентного 15 % Mo, повышается стабильность β -фазы и снижается эффект старения. В менее легированных сплавах β -фаза нестабильна и распадается при деформации по мартенситной реакции, что сопровождается частичной аннигиляцией дислокаций и снижением упрочнения при НТМО. Еще менее легированные сплавы

после закалки кроме β -фазы содержат некоторое количество α - и α' -фаз, что затрудняет деформацию и получение однородной деформационной структуры. Все это факторы, снижающие эффект упрочнения от НТМО.

Экспериментально установлено, что деформацию при ВТМО α -сплавов [ВТ1, Ti—Al (3 %)] и β -сплавов [ВТ19, ВТ19-1, ВТ15, ВТ15-1, ВТ15-2, Ti—Al (3 %)—Mo (15÷30 %)] следует осуществлять при температуре β -области, а ($\alpha + \beta$)-сплавов (ВТ6, ВТ14, ВТ3-1, ВТ23, ВТ23К, ВТ23Л, ВТ23М, ВТ23-1, ВТ43, ВТ43-1) при температуре ($\alpha + \beta$)-области (рис. 3). Сплавы, в которых концентрация β -стабилизирующих элементов близка к критической (β -сплав ВТ22), необходимо подвергать предварительной термомеханической обработке (ПТМО) с закалкой после горячей деформации и старения. ПТМО целесообразно использовать и для других сплавов в случае, если во время деформации при температуре ($\alpha + \beta$)-области не удается обеспечить постоянство температуры перед охлаждением в воде, что приводит к большому разбросу механических показателей. Следует уменьшить время выдержки при закалке в 2–3 раза.

Для сплавов с концентрацией β -стабилизирующих элементов менее критической целесообразно выполнять ВТМО при критической температуре, соответствующей максимальному количеству β -фазы, которое фиксируется в сплаве при охлаждении в воде.

Упрочнение сплава ВТ23 в результате ВТМО при температуре β -области (1000 °С) и старении при температуре 500 °С в течение 10 ч ($\sigma_B = 1700$ МПа) достигается в результате дисперсионного твердения и большого фазового наклека, при этом резко снижается пластичность ($\delta = 1,4\%$). Меньшее упрочнение имеет место в результате ВТМО при температуре ($\alpha + \beta$)-области (850 °С), т. е. при температуре, близкой к критической, при этом обеспечивается хорошее сочетание прочности и пластичности ($\sigma_B = 1550$ МПа и $\delta = 5,3\%$).

ВТМО приводит к интенсификации распада при старении. В результате старения (при 480 °С в течение 10 ч и при 560 °С в течение 15 мин) сплава ВТ15 после ВТМО при температуре β -области параметр a_{β} решетки β -фазы снижается с 0,3225 до 0,3203 нм (после закалки $a = 0,3208$ нм). При одной и той же степени распада, характеризуемой параметром a_{β} , прочность сплава ВТ15 после ВТМО выше, чем после ПТМО, и значительно превосходит прочность сплава после упрочняющей термической обработки (УТО). Как показал электронномикроскопический анализ, это связано с более равномерным и более дисперсным распадом при старении после ВТМО, что обусловлено благоприятным соотношением скорости зарождения и скорости роста α -фазы, так как большая плотность дислокаций после ВТМО облегчает гетерогенное зарожде-

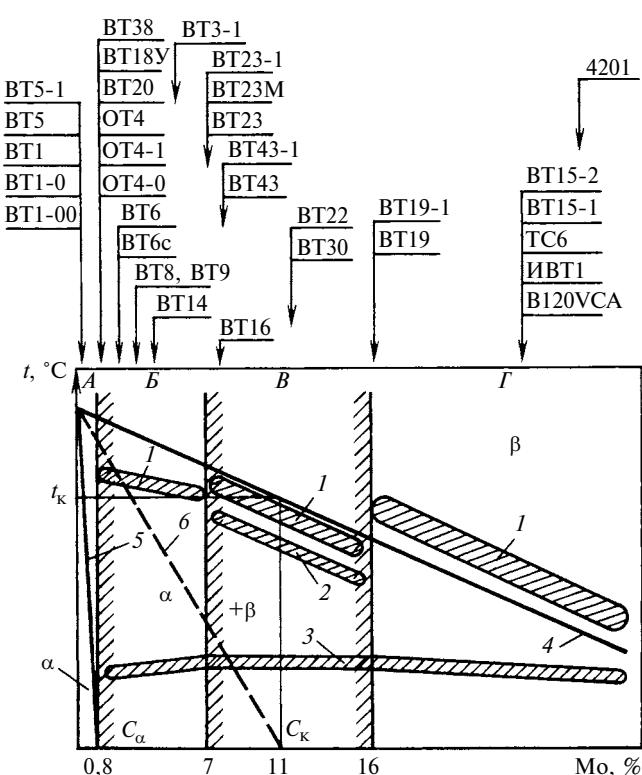


Рис. 3. Оптимальные режимы ВТМО и ПТМО для титановых сплавов в зависимости от степени легирования (по эквиваленту Mo):

А — ВТМО при температуре β -области; область Б — ВТМО при температуре ($\alpha + \beta$)-области; В — ПТМО при температуре ($\alpha + \beta$)-области; Г — ВТМО в β -области; 1 — горячая деформация; 2 — закалка; 3 — старение; 4 — граница между ($\alpha + \beta$)- и β -областями; 5 — граница между α - и ($\alpha + \beta$)-областями; 6 — линия начала мартенситного превращения

ние. Повышение напряжения течения металла в результате огибаия дислокациями частиц α -фазы и упрочнения β -матрицы фазовым наклепом и объясняет значительный упрочняющий эффект от ВТМО.

Деформация при НТМО приводит к увеличению объемного эффекта, вызванного фазовым превращением при старении, что свидетельствует об интенсивном распаде метастабильных фаз. Это дает основание уменьшить время старения, что снижает трудоемкость обработки и расход электроэнергии.

Варьируя температурой и временем старения, можно достичь одинаковой прочности сплава независимо от предшествующей обработки, однако пластичность сплава ВТ15 выше при ВТМО, чем при НТМО, и значительно выше, чем после термического упрочнения закалкой и старением.

НТМО стимулирует старение, вызывает значительное микрискажение решетки β -фазы, а в некоторых случаях и выравнивание остаточных микрискажений в α - и β -фазах.

По эффективности улучшения механических свойств цилиндрических тонкостенных оболочек из сплава ВТ19 методы ТМО можно расположить в следующем порядке: ПТМО, ВТМО, НТМО, МТО, высоконизкотемпературная термомеханическая обработка (ВНТМО). Последняя повышает прочность сплава ВТ19 до 1650 МПа при двухосном растяжении.

Структура сплава, сформированная в результате ТМО и отличающаяся повышенной плотностью несовершенств кристаллического старения, характеризуется волнистостью, зубчатостью или размытостью границ первичных β -зерен, существенным измельчением внутризеренной игольчатой структуры (сплавы докритической концентрации), дисперсным и равномерным распадом при старении. В сплаве ВТ15 при ВТМО в процессе старения выделяются частицы α -фазы более дисперсные ($0,1 \div 0,5$ мкм), чем в сплаве со стандартной обработкой ($0,5 \div 5$ мкм). Дисперсия значений микротвердости сплава свидетельствует о более равномерном распаде β -фазы после ВТМО ($H_{\mu 50} = 3980 \div 4120$ МПа), чем после стандартной обработки ($H_{\mu 50} = 3870 \div 5330$ МПа). Дисперсия значений микротвердости при ВТМО уменьшается в 10 раз.

Изменение кинетики распада при старении после ВТМО, выражющееся в более равномерном распаде метастабильных фаз, а следовательно, и равномерном упрочнении различных структурных составляющих, обеспечивает равное участие их в сопротивлении внешним нагрузкам и пластической деформации.

При выборе вида ТМО учитывают технологические особенности титановых сплавов. Для НТМО обязательным условием является удовлетворительная пластичность, необходимая для холодной деформации при температуре, не превышающей температуры старения. Это ограничивает применение

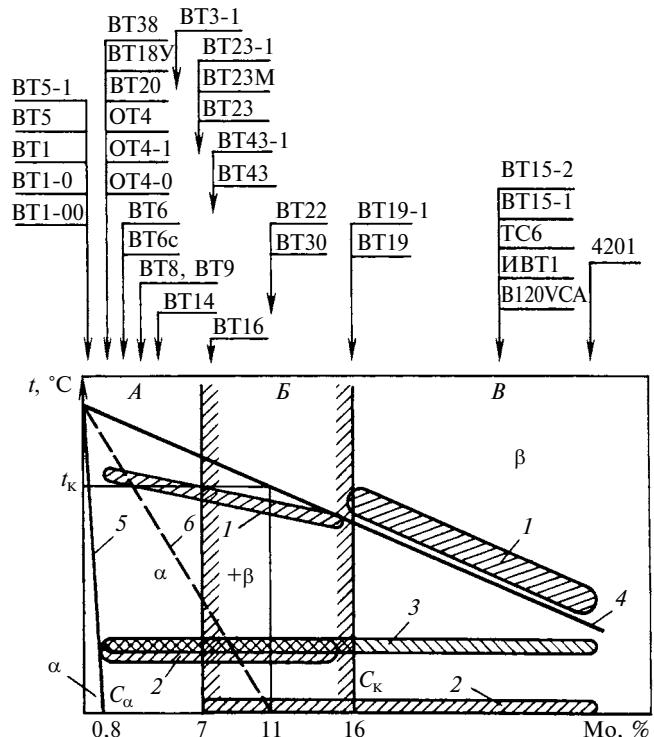


Рис. 4. Оптимальные режимы НТМО для титановых сплавов в зависимости от степени легирования (по эквиваленту Mo):

A — закалка с охлаждением с температуры ($\alpha + \beta$)-области, деформация при $400 \div 550$ °C; *B* — закалка с охлаждением с температуры ($\alpha + \beta$)-области, деформация при $400 \div 550$ °C или холдовая деформация; *B* — закалка с охлаждением с температуры β -области, холдовая деформация; 1 — закалка; 2 — деформация; 3 — старение; 4 — граница между ($\alpha + \beta$)- и β -областями; 5 — граница между α - и ($\alpha + \beta$)-областями; 6 — линия начала мартенситного превращения

данного вида обработки для прутков, поковок и штамповок, а также для сплавов с пониженной пластичностью (ВТ3-1, ВТ6, ВТ8). НТМО практически нельзя применять и для листовых сплавов ВТ20, ВТ18У и ВТ38, деформация которых возможна при температурах, больших 700 °C. Эту обработку можно широко применять для β -сплавов и ограниченно — для средне- и высоколегированных ($\alpha + \beta$)-сплавов, таких как ВТ14, ВТ16, ВТ23, ВТ23К, ВТ23Л, ВТ23-1, ВТ43, ВТ43-1, которые можно подвергать поперечной прокатке при температуре старения (рис. 4).

ВТМО можно использовать для всех сплавов, так как деформация осуществляется при высоких температурах, однако ее применение ограничивается размером сечения изделий.

При упрочняющей термической обработке изделия подвергаются закалке после предварительной черновой механической обработки, которая позволяет в 3—4 раза уменьшить расход электроэнергии (сокращается время прогрева и выдержки), в 2—3 раза уменьшить трудоемкость термической обработки, в 1,5—2,5 раза уменьшить трудоемкость механической обработки менее прочного термически неупрочненного сплава.

В конструкциях авиакосмической и ракетной техники основная часть деталей (до 70 %) имеют толщину до 30 мм, до 25 % деталей — от 30÷50 мм, до 5 % — 50÷100 мм. Детали из титановых ($\alpha + \beta$)-сплавов BT23, BT23M, BT23-1 отличаются хорошей прокаливаемостью при толщине до 100 мм, сплавы BT43 и BT43-1 — до 150 мм. Из этих сплавов с использованием закалки и старения полуфабрикатов можно изготовить все конструкционные элементы летательных аппаратов. Для того чтобы были однородными механические свойства по сечению, для снижения стоимости изготовления деталей закалку и старение необходимо проводить после предварительной механической обработки.

Для фиксации повышенной плотности дислокационной структуры при ВТМО полуфабрикаты из сплава BT23 должны иметь толщину до 100 мм, а из сплава BT43 — до 150 мм.

Из сплава BT23 серийно изготавливают плиты и другие полуфабрикаты, прошедшие ВТМО; после старения они имеют следующие показатели: $\sigma_b \geq 1150$ МПа при толщине до 60 мм, $\sigma_b \geq 1100$ МПа при сечениях до 100 мм, $\sigma_b \geq 1050$ МПа при толщине до 150 мм. Это позволяет изготавливать практически все детали летательных аппаратов из сплава BT23. Упрочнение полуфабриката из сплава BT43 с ВТМО и старением эффективнее упрочнения полуфабрикатов из сплава BT23. Кроме того, первые упрочняются в сечениях до 150 мм. Из сплава BT43 с ВТМО можно изготавливать все детали летательных аппаратов. Следует особенно отметить, что сплав BT23 (BT23M) после ВТМО и старения при $\sigma_b \geq 1100$ МПа отличается высокой трещиностойкостью $K_{Ic} = 105 \div 140$ МПа $\sqrt{\text{м}}$.

Так как термическая обработка значительно повышает себестоимость изделия, актуальны исследования по уменьшению времени выдержки при отжиге, закалке и старении. Время выдержки устанавливали из условия равновесного состояния. Исследования показали, что неравновесное состояние позволяет эффективнее перераспределять напряжения в зоне концентрации напряжений, в том числе в вершине развивающейся трещины, что повышает трещиностойкость [K_{Ic} , скорость развития трещины усталости (СРТУ) и др.]. Таким образом, открывается возможность уменьшения расхода электроэнергии.

Применение НТМО ограничено не только пластичностью, но и размерами деталей, так как с увеличением площади сечения повышается неравномерность деформации, снижается допустимая деформация, например, при поперечной прокатке.

Возможность применения ТМО определяется формой деталей. Так, НТМО можно использовать при изготовлении цилиндрических оболочек и труб.

С учетом технологических особенностей сплавов и применения различных видов ТМО, ВТМО рекомендуется использовать ($\alpha + \beta$)-сплавы (BT6,

BT14, BT3-1, BT23, BT23M, BT23-1, BT43, BT43-1) при изготовлении объемно-штампованных полусфер и днищ. НТМО используют при изготовлении цилиндрических емкостей и трубчатых оболочек из β -сплавов (BT15, BT15-1, BT15-2, BT19, BT19-1) с деформацией в холодном состоянии и из ($\alpha + \beta$)-сплавов (BT14, BT6c, BT16, BT23, BT23M, BT23-1, BT43, BT43-1) с деформацией при температуре старения.

В летательных аппаратах нового поколения предполагается использовать титановые сплавы, представленные в таблице.

Из титановых сплавов BT23 и BT23M изготавливают силовые монолитные, сварные и паяные кон-

Сплав	Темпе- ратура, °C	σ_b , МПа	Вид полу- фабриката; толщина, мм	ТУ
BT23, BT23M	-196÷400	980	Фольга; $0,08 \div 0,15$ Лента; $0,15 \div 1,0$	1-805-051
		≥1225	Лист; $0,8 \div 1,2$	1-5-325
		≥1324	Лист; $1,5 \div 3,5$	
		≥1275	Лист; $4,0 \div 10,5$	
		1128÷1275	Плита; $15 \div 59$	1-805-103 ОСТ 190024
		1079÷1226	Плита; $60 \div 100$	
		1030÷1170	Плита; более 100	
		1196÷1392	Пруток; $\varnothing 10 \div 20$	1-806-0408
		1176÷1323	Пруток; $\varnothing 65 \div 150$	
		Поковка до 300 мм и массой до 2500 кг		1-5-327
		Поковка до 250 мм и массой до 1500 кг		1-805-107
		Штамповки сечением до 250 мм и массой до 3000 кг		1-805-118
		≥1127	Профиль	1-805-022
		≥1128	Труба	1-805-204
BT43	-196÷400	≥1200	Плита, поковка, штамповка, лист	Опытные образцы
BT18У листо- вой	-70÷600	$\sigma_b \geq 971$ (при темпе- ратуре 20 °C)	Лист; $0,8 \div 3,0$	1-92-150
		$\sigma_b \geq 190$ (при темпе- ратуре 600 °C в течение 100 ч)	Плита; $20 \div 80$	1-92-151
BT38	-70÷600	$\sigma_b \geq 971$ (при темпе- ратуре 20 °C) $\sigma_b \geq 240$ (при темпе- ратуре 600 °C в течение 100 ч)	Лист, плита, поковка, штамповка	Опытные образцы

структур: лонжероны, шпангоуты, балки, кронштейны, обшивку, обтекатели, оболочки, днища, газовые баллоны высокого давления. Сплав ВТ23 — универсальный, из него можно изготовить полуфабрикаты всех видов и различные конструкции.

Из сплава ВТ43 можно получить также различные полуфабрикаты (листы, плиты, поковки, штамповки и др.) и использовать их в монолитных сварных и паяных конструкциях: гидроаккумуляторах, емкостях, агрегатах, лонжеронах, шпангоутах, балках, обшивке, сотовых панелях, баллонах высокого давления.

Из конструкционного высокотемпературного листового сплава ВТ18У изготавливают штампосварные детали, обшивки планера и двигателя, элементы соплового блока, работающие при температуре до 600 °С.

Высокотемпературный сплава ВТ38 применяют в штампосварных конструкциях при изготовлении обшивки планеров, крыльев и корпусов летательных аппаратов, работающих при температуре до 600 °С.

При создании самолета Т50 использовали 7 титановых сплавов, в том числе высокопрочный комплексно легированный ($\alpha + \beta$)-сплав (87 % от всех титановых сплавов), а также 20 технологических процессов.

В конструкции самолета "Сухой — Super Jet 100" применено 4 титановых сплава с псевдо- α - и ($\alpha + \beta$)-структурой и 17 новых технологий изготовления полуфабрикатов. Всего из титановых сплавов изготавливают 263 наименований ответственных деталей и узлов. При создании самолетов используют листы, штамповки, поковки, прутки, трубы и пр. и применяют такие технологические процессы, как листовая штамповка, сварка, термообработка, а также различные технологические схемы изготовления деталей и узлов, на которые получены патенты.

При создании ракетно-космической техники к материалам предъявляются высокие требования по удельной прочности, надежности и технологичности. Этим требованиям отвечает комплексно-легированный конструкционный титановый сплав ВТ23, из которого изготавливают шаровые емкости высокого давления. Для этого были разработаны следующие технологические процессы:

изготовление листов с текстурным упрочнением методом продольно-поперечной прокатки;

листовая штамповка в условиях сверхпластического деформирования сплава;

новые способы сварки, в том числе сварки элементов малых толщин;

энергосберегающие режимы упрочняющей термической обработки.

При создании конструкций использовали такие технологии, как черновая механическая обработка, закалка, старение с термофиксацией, окончательная механическая обработка или ВТМО, механическая обработка.

За исследования в таких направлениях, как комплексное легирование, конструкционная прочность титановых сплавов, термическая и термомеханическая обработка в рамках научной школы "Реальное металловедение и эффективное применение титановых сплавов" автор данной статьи удостоен званий: Лауреат серебряного знака за заслуги перед ВИАМ (2008 г.), Лауреат золотой медали академика Н. М. Склярова (2009 г.), Лауреат золотой медали академика С. Т. Кишкина (2010 г.).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Хорев А. И. Комплексное легирование и термомеханическая обработка титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1979. 228 с.
- Хорев А. И. Современные методы повышения конструкционной прочности титановых сплавов. М.: Воениздат, 1979. 256 с.
- Хорев А. И. Опыт применения титановых сплавов в народном хозяйстве. М.: ЦНИИТЭМС, 1977. 37 с.
- Хорев А. И. Повышение конструкционной прочности термически упрочняемых титановых сплавов. ОНТИ ВИАМ, 1965. 32 с.
- Хорев А. И. Комплексное легирование, термическая и термомеханическая обработка свариваемых титановых сплавов. М.: ОНТИ ВИАМ, 1979. 47 с.
- Металловедение титана и его сплавов / С. П. Белов, А. И. Хорев, М. А. Хорев и др. М.: Металлургия, 1992. 357 с.
- Хорев А. И. Разработка теоретических и практических основ повышения конструкционной прочности титановых сплавов путем комплексного легирования и микролегирования // Сб. "Ti-2007 в СНГ". М.: С. 226—234.
- Хорев А. И. Разработка теоретических и практических основ повышения конструкционной прочности титановых сплавов термической, термомеханической обработкой и текстурным упрочнением // Сб. "Ti-2007 в СНГ". М.: С. 423—430.
- Хорев А. И. Влияние комплексного легирования на механические свойства сварных соединений и основного металла ($\alpha + \beta$)- и β -титановых сплавов // Технология машиностроения. № 2. 2007. С. 29—34.
- Хорев А. И. Создание теоретических и практических основ получения высокой и сверхвысокой конструкционной прочности перспективных титановых сплавов // Сб. "Ti-2008 в СНГ". М.: С. 248—261.
- Хорев М. А., Хорев А. И. Титановые сплавы, их применение и перспективы развития // Материаловедение. 2005. № 7. С. 75—34.
- Хорев А. И. Титановые сплавы для авиакосмической техники и перспективы их развития // Сб. "Авиационные материалы и технологии". М.: 2002. С. 11—32.
- Хорев А. И. Титан — это авиация больших скоростей и космонавтика // Технология легких сплавов. 2002. № 4. С. 92—97.
- Хорев А. И. Механические свойства сварных соединений ($\alpha + \beta$)- и β -титановых сплавов // Цветные металлы. 2006. № 1. С. 77—83.
- Хорев А. И. Титановый сплав ВТ23 и его сравнение с лучшими зарубежными сплавами // Титан. 2006. № 1 (18). С. 47—52.
- Хорев М. А. Структурно-фазовое состояние и надежность сварных соединений титановых сплавов. М.: НПО ВИАМ, 1991. 107 с.
- Хорев А. И. Разработка титановых сплавов методом комплексного легирования // Физико-химическая механика материалов. Т. 42. 2006. № 5. С. 45—50.

Серия статей
"Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 621.923.4

Л. Г. ВАЙНЕР, канд. техн. наук (Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск),
e-mail: lgvainer@mail.ru

Определение параметров технологического пространства при двусторонней торцешлифовальной обработке

Приведены методика и зависимости для определения параметров технологического пространства при двусторонней торцешлифовальной обработке. Показано влияние положения шлифовальных кругов на процесс.

Ключевые слова: двусторонняя торцешлифовальная обработка, технологическое пространство, съем, припуск, упругие смещения, эквивалентное врезное перемещение, эквивалентная врезная подача.

The technique and dependences for determination of the technological space at two-way face-grinding are presented. Influence of the grinding wheels position on the grinding process has been shown.

Keywords: two-way face-grinding, technological space, removal, allowance, elastic displacements, equivalent cutting-in displacement, equivalent in-feed motion.

Особенности процесса двусторонней торцешлифовальной обработки

Высокопроизводительная двусторонняя торцешлифовальная обработка (ДТШО) получила широкое распространение при массовом производстве таких изделий, как кольца и ролики подшипников качения, втулки цепей и гусениц автотракторной техники, крестовины кардана, клапаны, поршневые кольца и пальцы, диски сцепления и др. [1]. Дальнейшее повышение эффективности данного вида обработки сдерживается недостаточной изученностью сопровождающих его процессов, отсутствием обобщенных научно обоснованных моделей, учитывающих наиболее значимые факторы при его реализации. Поэтому остается актуальной разработка научных методологических основ управления качеством данной технологической операции.

Для управления процессом необходимо выявить его системные особенности и на основе этого определить механизм взаимодействия основных технологических факторов. Основные особенности ДТШО: свободное базирование обрабатываемых заготовок; формирование производящих поверхностей торцов шлифовальных кругов (ШК); переменные скорости абразивных зерен, находящихся в контакте с заготовкой, и переменная скорость резания, зависящая от траектории подачи.

Таким образом, в ряду известных классических способов шлифования отличительными признаками ДТШО являются: переменность номинальной

скорости резания (распределение фактических скоростей резания определяется характером движения абразивных зерен относительно обрабатываемой поверхности); возможность самоустановки заготовок с уравновешиванием сил резания между двумя ШК; нестационарная кинематика движения детали относительно инструмента [2]; переменность геометрии текущего формообразующего профиля инструмента; управление съемом припуска по относительному текущему сближению инструмента и детали.

В работах, посвященных двустороннему шлифованию торцов деталей, не рассматривается реальная геометрия формообразующих поверхностей ШК при шлифовании, а исследуется характер изменения текущего съема припуска [3–5]. В работе [4] вместо реальной рабочей поверхности ШК введено понятие "калибрующие кромки", что объясняет имеющие место эффекты, но не соответствует геометрии торцевой поверхности инструмента.

Упрощенная структурная модель, дающая наглядное представление о взаимодействии основных технологических параметров ДТШО (рис. 1), включает в себя следующие взаимосвязанные составляющие: исходные производящие поверхности ШК, определяемые его начальной формой после правки и угловыми наладочными смещениями; изменение положения ШК в пространстве в результате его упругих смещений; характеристики съема припуска; силы резания; кинематические параметры; технологические режимы шлифования; свойства ШК, материала заготовки, СOTC.

Под технологическим пространством (ТП) будем понимать пространство, ограниченное участками рабочих поверхностей торцов ШК, вдоль траектории движения торцов обрабатываемых заготовок.

Реальная форма ТП, в котором перемещаются обрабатываемые заготовки, определяет условия физико-механического взаимодействия инструментов и заготовки, характер съема припуска при движении заготовок вдоль траектории подачи и, соответственно, структуру цикла шлифования, силы резания, под действием которых происходят упругие смещения ШК, которые, в свою очередь, изменяют форму ТП и процесс формообразования торцов заготовок.

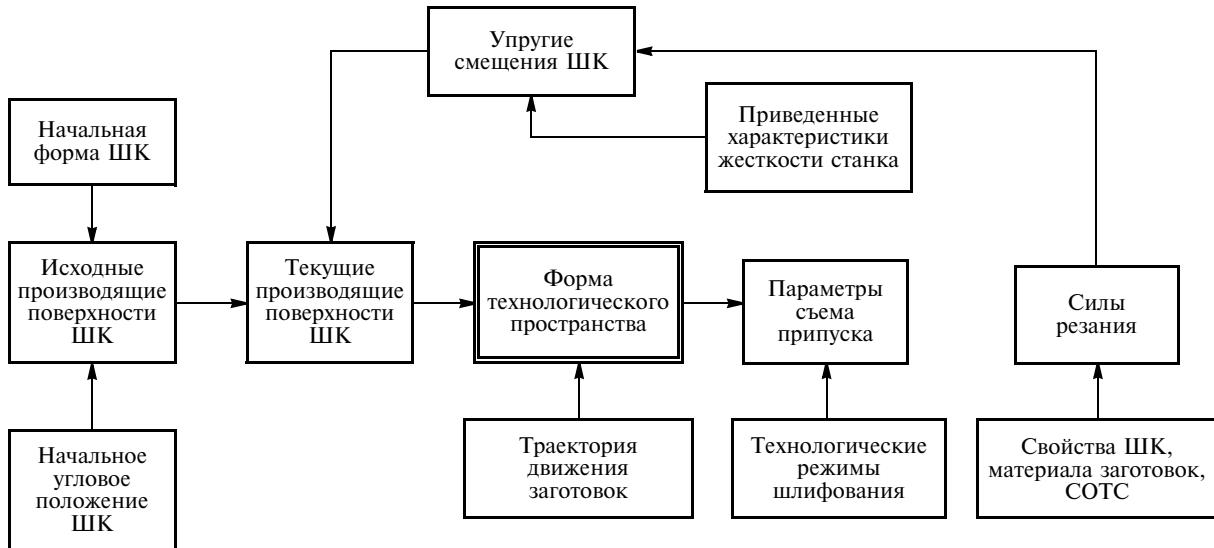


Рис. 1. Структурная модель формирования технологического пространства при ДТШО

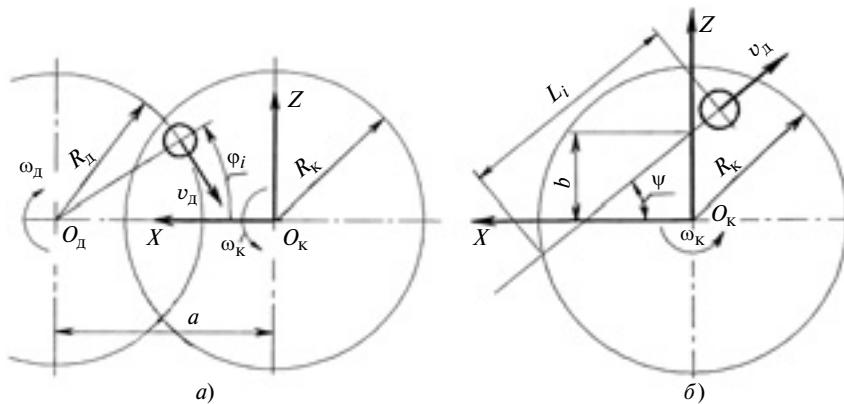


Рис. 2. Схемы реализации ДТШО при круговой (а) и прямолинейной (б) траекториях подачи заготовок

ДТШО также сопровождается такими медленно протекающими процессами, как температурные деформации и изнашивание рабочих поверхностей ШК. В представленной упрощенной структурной модели приведенные температурные смещения можно учитывать как коррекцию начального углового положения ШК, а износ – как коррекцию начальной формы ШК, полученной в результате правки.

Формирование ТП моделируется совместным решением уравнений вида $F_j(x_i, y_i, z_i) = 0$, которые описывают следующие характеристики процесса: при $j = 1$ – исходные торцевые поверхности ШК; $j = 2$ – исходную форму зоны шлифования; $j = 3$ – съем припуска; $j = 4$ – силы резания; $j = 5$ – упругие смещения ШК. Приведенные характеристики процесса функционально взаимосвязаны и определяются аналитическим или численным решением соответствующих уравнений.

Рассмотрим основные характеристики и связи блоков структурной модели для основных способов схемной реализации ДТШО при круговой (рис. 2, а)

и прямолинейной (рис. 2, б) траектории подачи заготовок. Приняты обозначения: R_d – радиус окружности расположения осей заготовок; R_k – наружный радиус ШК; a – межосевое расстояние; b и ψ – эксцентриситет и угол наклона прямолинейной траектории; ω_d и ω_k – угловые скорости соответственно загрузочного устройства (диска-сепаратора) и ШК; v_d – скорость подачи заготовок; φ_i и L_i – текущие угловая и линейная координаты заготовки.

Исходные зависимости для определения параметров ТП и съема припуска

Для описания исходных производящих поверхностей в рабочем пространстве необходимо знать их форму и положение. Исходное угловое положение производящих поверхностей ШК определяется угловыми смещениями ШК в горизонтальной (γ_h) и вертикальной (α_h) плоскостях при настройке станка.

Уравнение поверхности ШК в независимой системе координат, которую, в частности, можно

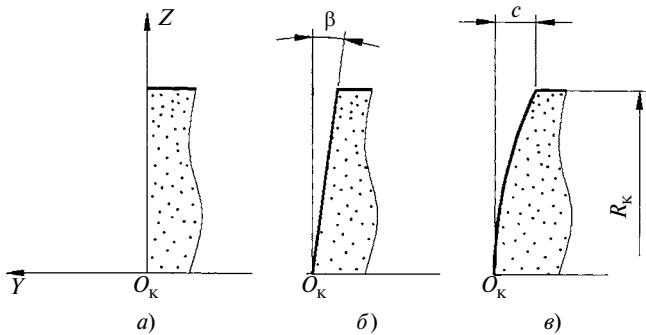


Рис. 3. Формы торцевых поверхностей ШК в осевом сечении

выбрать жестко связанной со станиной станка, имеет вид:

$$\bar{r} = A_B A_\Gamma \bar{r}_1.$$

Здесь $\bar{r}_1 = [x_1, y_1, z_1, 1]^T$ — радиус-вектор точек поверхности инструмента в собственной неподвижной системе координат, где т — символ транспонирования; A_B и A_Γ — матрицы обобщенных перемещений — угловых настроек смешений в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

$$A_B = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha_H & -\sin\alpha_H & 0 \\ 0 & \sin\alpha_H & \cos\alpha_H & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad A_\Gamma = \begin{bmatrix} \cos\gamma_H & -\sin\gamma_H & 0 & 0 \\ \sin\gamma_H & \cos\gamma_H & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Учитывая малость углов γ_H и α_H получим:

$$\bar{r} = [x_1, y_1 - \gamma_H x_1 - \alpha_H z_1, z_1, 1]^T. \quad (1)$$

Анализ результатов исследований и практического применения ДТШО показал, что производящая торцевая поверхность ШК может иметь плоскую (рис. 3, а), коническую (рис. 3, б) или параболическую (рис. 3, в) (параболоид вращения) формы.

Уравнения поверхностей при $\sqrt{x_1^2 + z_1^2} \leq R_k$:
плоской

$$\bar{r}_1 = [x_1, 0, z_1, 1]^T; \quad (2)$$

конической

$$\bar{r}_1 = [x_1, -\beta \sqrt{x_1^2 + z_1^2}, z_1, 1]^T; \quad (3)$$

параболической

$$\bar{r}_1 = [x_1 - c(x_1^2 + z_1^2)/R_k^2, z_1, 1]^T, \quad (4)$$

где β — угол конуса; c — выпуклость профиля ШК.

Для описания и моделирования процесса обработки заготовок необходимо ввести ряд новых понятий, отражающих особенности ДТШО, т. е. характеристики ТП.

В зависимости от того, на каком этапе находится рассматриваемый процесс, а также какие факторы при этом учитываются, различают три формы ТП:

1) номинальное (исходное), образованное в результате правки ШК;

2) начальное — без учета упругих смещений (холостой ход);

3) реальное — с учетом упругих деформаций (шлифование заготовок).

Основной характеристикой ТП является кривая формы ТП (КФТП) — кривая, образованная пересечением производящей торцевой поверхности ШК и так называемой поверхности подачи заготовок, т. е. поверхности, образованной перемещением прямой линии — оси заготовки, вдоль траектории движения подачи заготовок.

Уравнения поверхности подачи заготовок:

при круговой траектории ($-\phi_B \leq \varphi \leq \phi_B$, где ϕ_B — угловая координата входа заготовок в зону шлифования):

$$\bar{r}_\pi = [a - R_d \cos \varphi, y, R_d \sin \varphi, 1]^T, \quad (5)$$

при прямолинейной траектории ($-\pi/2 < \psi < \pi/2$, $b \leq R_k$):

$$\bar{r}_\pi = [x, y, b + x \operatorname{tg} \psi, 1]^T. \quad (6)$$

Соответственно, различают номинальную, начальную и реальную КФТП.

Основной системной особенностью поточной ДТШО является управление съемом припуска по относительному текущему сближению инструмента и детали. Закон относительного сближения определяется изменением ординаты $y_H(\tau)$ начальной кривой формы технологического пространства (НКФТП) в функции от времени или обобщенного перемещения $y_H(q)$ заготовки вдоль траектории движения подачи ($q = l$ — при прямолинейной траектории; $q = \varphi$ — при круговой).

НКФТП определяет эквивалентное врезное перемещение — относительное сближение производящей поверхности ШК и поверхности его нормали к обрабатываемой поверхности при перемещении заготовки вдоль траектории движения подачи:

$$t_H(q_i) = y_H(q_i) - y_H(q_B),$$

где $y_H(q_i)$ — текущая ордината НКФТП в i -й точке траектории; $y_H(q_B)$ — ордината НКФТП в точке входа заготовок в зону шлифования.

Соответственно, эквивалентная врезная подача $S_H(q_i)$ определяется как производная $t_H(q_i)$ по обобщенному перемещению:

$$S_H(q_i) = \frac{dt_H(q_i)}{dq},$$

где dq — элементарное обобщенное перемещение заготовки вдоль траектории движения подачи.

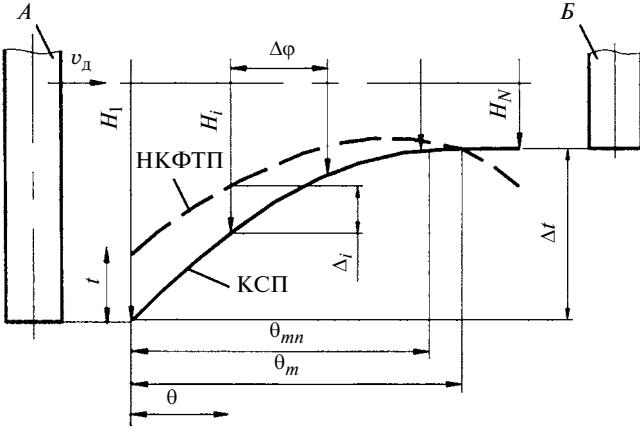


Рис. 4. Схема съема припуска

НКФТП предопределяет характер съема припуска. На рис. 4 схематично представлен съем припуска Δt при заданной НКФТП при круговой подаче заготовок, где A, B — заготовка до и после обработки; H_1, H_i, H_N — осевые размеры заготовок ($1, i, N$ — порядковые номера заготовок); t — текущий снимаемый припуск; θ — текущая угловая координата заготовки от входа в зону шлифования; θ_{mn} — координата экстремума НКФТП; θ_m — координата окончания съема припуска; Δ_i — упругое смещение ТП в i -й точке траектории движения подачи; КСП — кривая съема припуска; $\Delta\phi$ — угловой шаг заготовок.

Ординаты $y_H(q_i)$ НКФТП определяют из системы уравнений (1)–(6) в зависимости от формы производящей поверхности ШК и траектории движения подачи заготовок.

Текущий снимаемый припуск:

$$t(q_i) = t_H(q_i) - \Delta_i \quad (7)$$

Определение упругих смещений ТП

Уравнение равновесия планшайбы с ШК под действием системы внешних сил резания [6] имеет вид:

$$c\bar{\Delta} = \bar{P}. \quad (8)$$

Здесь $\bar{P} = [P_X, P_Y, P_Z, M_X, M_Y, M_Z]^T$ — вектор обобщенной нагрузки; $\bar{\Delta} = [\delta_X, \delta_Y, \delta_Z, \alpha_Y, \beta_Y, \gamma_Y]^T$ — вектор обобщенного упругого смещения; c — матрица жесткости порядка 6×6 , где P_X, P_Y, P_Z — суммарные силы резания, действующие вдоль осей X, Y, Z ; M_X, M_Y, M_Z — суммарные моменты сил относительно этих осей; $\delta_X, \delta_Y, \delta_Z$ — осевые упругие смещения; $\alpha_Y, \beta_Y, \gamma_Y$ — угловые упругие смещения, относительно осей X, Y, Z .

Матрицу жесткости можно упростить, учитывая влияние жесткости упругой системы (УС) в направлении k -й обобщенной координаты под дей-

ствием k -й обобщенной нагрузки. Таким образом, в матрице жесткости значимыми оставим только элементы главной диагонали c_{kk} .

Расчетную схему УС данной технологической системы в контексте решаемой задачи моделирования ТП можно упрощенно представить в виде планшайбы с ШК на двух упругоповоротных и одной упругоосевой опорах.

Будем рассматривать упругие смещения по нормали к обрабатываемой поверхности заготовки, исключив из $\bar{\Delta}$ элементы δ_X, δ_Z и β_Y .

С учетом принятых допущений уравнение (8) равновесия планшайбы с ШК примет вид:

$$\begin{cases} c_{\pi X}\alpha_Y = M_X; \\ c_{\pi Z}\gamma_Y = M_Z; \\ c_Y\delta_Y = P_Y, \end{cases}$$

где $c_{\pi X}$ и $c_{\pi Z}$ — приведенные поворотные жесткости относительно осей X и Z , c_Y — приведенная осевая жесткость вдоль оси Y .

При одновременном размещении в технологическом пространстве N заготовок имеем:

$$\begin{cases} c_{\pi X}\alpha_Y = \sum_{i=1}^N P_{Yi}z_i; \\ c_{\pi Z}\gamma_Y = \sum_{i=1}^N P_{Yi}x_i; \\ c_Y\delta_Y = \sum_{i=1}^N P_{Yi}. \end{cases} \quad (9)$$

Силы резания определяют из энергетических выражений [7, 8]. Нормальная сила, действующая на i -ю заготовку:

при круговой траектории подачи

$$P_{Yi} = \frac{kuv_dFS_{\theta i}}{w_kR_dR_{ki}}, \quad (10)$$

при прямолинейной траектории

$$P_{Yi} = \frac{kuv_dFc\cos\psi S_{xi}}{w_kR_{ki}}. \quad (11)$$

Здесь k — отношение нормальной и тангенциальной составляющих сил резания; u — удельная энергия шлифования; F — площадь обрабатываемого торца заготовки; R_{ki} — текущий радиус расположения i -й заготовки; $S_{\theta i}$ — скорость съема припуска при круговой траектории:

$$S_{\theta i} = \left(\frac{dt}{d\theta_i} \right) = \left(\frac{dt_H}{d\theta_i} \right) + \alpha_Y R_d \cos(\varphi_B - \theta_i) + \gamma_Y R_d \sin(\varphi_B - \theta_i); \quad (12)$$

S_{Xi} — скорость съема припуска при прямолинейной траектории:

$$S_{Xi} = \left(\frac{dt}{dx} \right)_i = \left(\frac{dt_h}{dx} \right)_i + \alpha_Y \operatorname{tg} \psi + \gamma_Y. \quad (13)$$

Подставив выражения (10) и (12) (при круговой траектории подачи) или (11) и (13) (при прямолинейной траектории) в первые два уравнения системы уравнений (9), получим систему уравнений, из которой находим искомые угловые упругие смещения ШК: α_Y и γ_Y . Осевое упругое смещение ШК можно определить, используя выражение (9) после расчета суммарной силы резания.

Определение характеристик съема припуска и сил резания

Определив α_Y и γ_Y , можно рассчитать и другие характеристики ТП: скорость съема припуска, используя выражения (12) или (13); нормальные силы резания по формулам (10) или (11); тангенциальные силы резания $P_{Zi} = P_Y i / k$; суммарную нормальную силу, действующую на ШК: $P_Y = \sum_{i=1}^N P_{Yi}$;

осевое упругое смещение ШК по формуле (9); текущий снимаемый припуск, используя выражение (7): $t(q_i) = t_h(q_i) - \Delta_i = t_h(q_i) - (\alpha_i z_i + \gamma_i x_i + \delta_Y)$.

Примеры расчетного определения параметров ТП

Приведенные выше методика и выражения легли в основу алгоритма программы "DDG TS model" (программа разработана с участием И. В. Карабанова).

На рис. 5 приведены примеры расчетов текущего съема припуска (рис. 5, а), скорости съема припуска (рис. 5, б) и нормальной силы резания (рис. 5, в) при вариациях настроек угловых смещений ШК и снимаемого припуска при условиях шлифования: $R_d = 0,21$ м; $R_k = 0,225$ м; $a = 0,365$ м; $v_d = 0,075$ м/с; окружная скорость ШК $v_k = 30$ м/с; заготовка — цилиндрический ролик диаметром 14 мм; удельная энергия шлифования $u = 70$ Нм/мм³, что соответствует обработке стали ШХ15 шлифовальным кругом 24A8НСТ29Б в принятом диапазоне режимов шлифования; параметры жесткости: $c_{pX} = 2,45 \times 10^6$ Н · м/рад, $c_Y = 8,6 \times 10^7$ Н/м. Полученные результаты показали возможность управления геометрией ТП и, соответственно, структурой реализуемых циклов шлифования. В последнем случае (см. рис. 5, в, зависимость 3) скорость съема припуска изменяется от 0,17 мм/рад до 0,05 мм/рад, что соответствует черновому шлифованию и сопровождается значитель-

ными силами резания. В первом случае (рис. 5, а, зависимость 1) скорость съема припуска плавно уменьшается от 0,08 мм/рад при входе заготовок в зону обработки до 0 при $q_0 = 0,62$, что соответствует рациональной структуре цикла чистового шлифования, обеспечивает оптимальные характеристики вращения заготовок и высокую точность обработки [9].

Отрицательные значения текущего съема припуска при малых значениях q_0 связаны с выбором начала принятой системы координат — нулевое

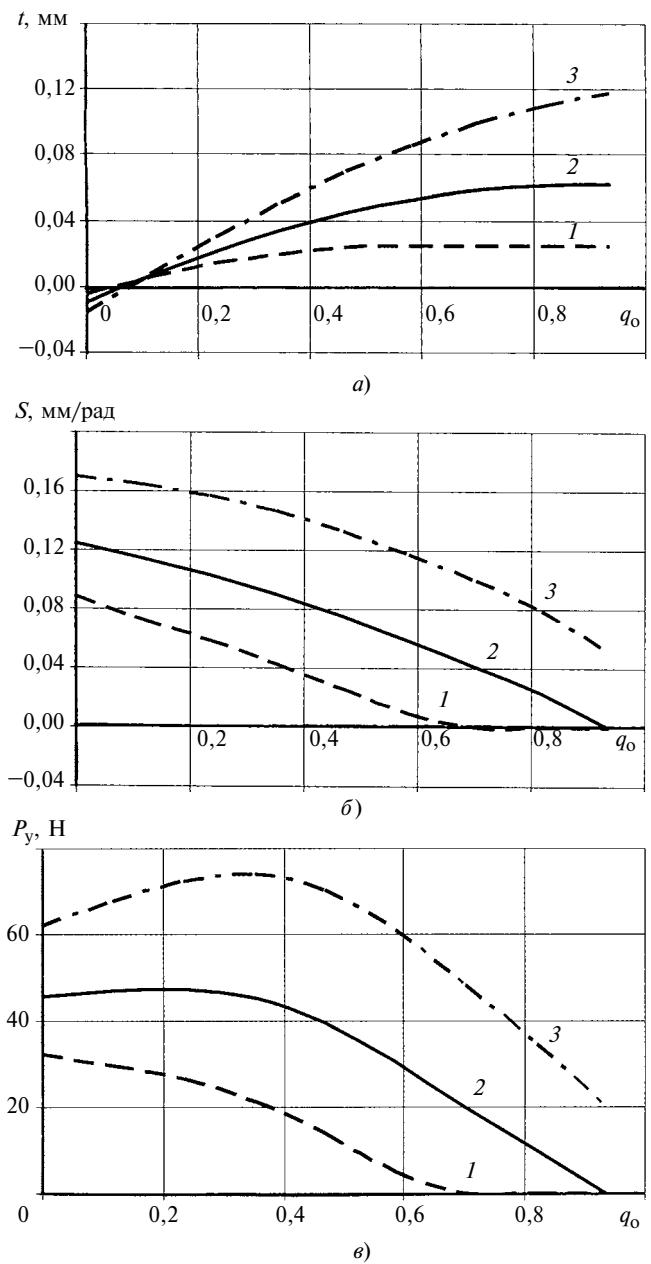


Рис. 5. Зависимости изменения текущего съема t припуска (а), скорости S съема припуска (б) и нормальной силы P_Y резания (в) от относительной координаты q_0 заготовки:
1 — $\gamma_H = 0,00057$ рад, $\alpha_H = 0,000057$ рад, $\Delta t = 0,03$ мм; 2 — $\gamma_H = 0,00057$ рад, $\alpha_H = 0,00029$ рад, $\Delta t = 0,07$ мм; 3 — $\gamma_H = 0,00057$ рад, $\alpha_H = 0,00057$ рад, $\Delta t = 0,14$ мм

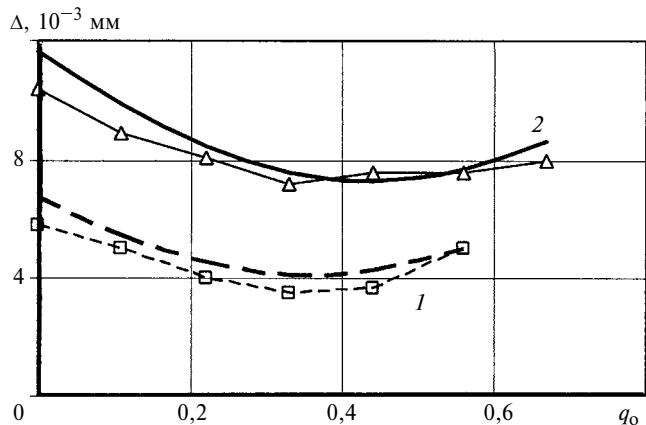


Рис. 6. Суммарные упругие деформации в точках ТП вдоль траектории движения заготовок при разных параметрах настройки (см. рис. 5, зависимости 1 и 2) (— — расчет, - - - эксперимент)

значение соответствует начальному нулевому значению эквивалентной врезной подачи, отрицательные значения t получены с учетом суммарной упругой деформации под заготовкой.

На рис. 6 приведены расчетные и экспериментальные зависимости суммарных упругих деформаций от относительной координаты точек траектории подачи заготовок. Номер кривой соответствует варианту настроек угловых смещений ШК при построении соответствующей зависимости на рис. 5. Экспериментальные значения суммарных упругих деформаций получены по методике, описанной в работе [9]. Эксперименты проводили на станке 3342 АД, условия шлифования соответствуют приведенным выше. Упругая деформация — интегральная характеристика, учитывающая геометрические, силовые и прочие факторы, поэтому совпадение расчетных и экспериментальных кривых свидетельствует о корректности расчетной модели определения параметров ТП.

Таким образом, на основе системных особенностей ДТШО рассмотрены отдельные методологические аспекты, связанные с формированием ТП. Разработана методика расчета параметров ТП, корректность которой подтверждена сравнением рас-

четных и экспериментальных данных. Выявлен характер влияния параметров настройки на показатели ДТШО, что можно использовать для разработки рекомендаций по выбору технологических параметров настройки и режимов шлифования. Геометрические характеристики рабочего пространства, найденные на основе моделей первой группы, наряду с кинематическими характеристиками являются базовыми параметрами и исходными данными для моделирования формообразования и определения выходных характеристик макрогеометрии и точности обработанных торцевых поверхностей деталей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Гандельсман В. Б. Технологические возможности и конструктивные особенности гаммы двусторонних торцевшлифовальных станков // Сб. науч.-техн. рефер. Металлорежущие станки и автоматические линии. Вып. 6. М.: НИИМАШ, 1975. С. 7–12.
2. Вайнер Л. Г., Шахновский С. С. Повышение точности шлифования торцов ролика // Станки и инструмент. 1985. № 5. С. 31, 32.
3. Козлов Б. А., Кузнецов А. М. Исследование сил резания при двустороннем плоском шлифовании // Станки и инструмент. 1973. № 7. С. 28, 29.
4. Шахновский С. С. Формообразование поверхности при двустороннем плоском шлифовании // Станки и инструмент. 1982. № 7. С. 20–21.
5. Lin Z. H., Ku C. H. An Investigation on the Accuracy of the Double Disc Grinding // In: Proceedings of the 22-nd International Machine Tool Design and Research Conference. Manchester: 1982. P. 329–334.
6. Решетов Д. Н., Портман В. Т. Точность металло режущих станков. М.: Машиностроение, 1986. 336 с.
7. Лурье Г. Б. Шлифование металлов. М.: Машино строение, 1969. 172 с.
8. Каминская В. В., Вайнер Л. Г. Расчетное определение сил резания при обработке торцов роликов на двухстороннем торцевшлифовальном станке. Повышение эффективности использования технологического оборудования, гибких автоматизированных станочных комплексов // Тез. докл. науч.-техн. конф. Комсомольск-на-А: ХЦНТИ, 1985. С. 12, 13.
9. Моделирование технологических процессов абразивной обработки / Г. В. Барсуков, Л. Г. Вайнер, Ю. В. Василенко и др. Под ред. Ю. С. Степанова, А. В. Киричека. М.: Издательский дом "Спектр", 2011. 252 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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



УДК 621.777.4.001.573

С. В. КУТАНОВ (ФГУП "ГНПП "Сплав" г. Тула), e-mail: s_kutanov@mail.ru

Экспериментальное определение деформаций и механических свойств деталей, получаемых методами пластического формоизменения

Предложен метод анализа деформаций и механических свойств деталей, полученных холодной штамповкой, на основе определения скалярного поля твердости по объему пластически деформируемого материала, что позволяет прогнозировать эксплуатационные свойства изделия.

Ключевые слова: холодная объемная штамповка, выдавливание, твердость, механические свойства, интенсивность напряжений, интенсивность деформаций.

A method for analyzing the deformations and mechanical properties of details, produced by cold forming, is proposed. The method is based on the definition of the scalar field of hardness regarding the volume of plastically deformed material, which allows to forecast the performance characteristics of the product.

Keywords: cold massive forming, extrusion, hardness, mechanical properties, stress intensity, strain (deformation) intensity.

При исследовании и разработке современных технологических процессов обработки металлов давлением и прогнозировании механических свойств готовых изделий широко используются методы математического моделирования [1–3]. Неизбежная при теоретическом анализе схематизация процессов деформирования приводит к тому, что необходимая информация, позволяющая правильно оценить и выбрать оптимальные условия формоизменения, во многих случаях не может быть получена только на основе теоретического анализа. Даже в тех случаях, когда такой анализ позволяет получить полезную информацию, идеализация свойств материала и принятые допущения оставляют сомнения в ее объективности. Стремление комплексно решать технологические проблемы и связанные с ними конструкторские задачи обеспечения надежных эксплуатационных свойств готовых изделий требует экспериментальных методов исследования. Как показы-

вает опыт точного машиностроения, комплексный подход обеспечивает оптимальное решение поставленной задачи в минимальные сроки.

Один из наиболее прогрессивных технологических процессов, позволяющий значительно сократить расход материала при изготовлении изделия и обеспечить высокую эффективность производства, — холодная объемная штамповка (ХОШ) выдавливанием, которая широко применяется в точном машиностроении при изготовлении различных деталей.

Детали, получаемые ХОШ, имеют высокие прочностные характеристики материала в результате деформационного упрочнения при малой поврежденности его микродефектами, что обусловлено мягкой схемой напряженного состояния деформируемого материала. Типичным примером этого является технология изготовления корпусной детали с профицированной донной частью (рис. 1) из малоуглеродистой легированной стали 10ГНА.

Зависимость между твердостью деформированного материала и интенсивностью напряжений при пластическом деформировании является основой метода определения напряженного состояния в пластической области по распределению твердости. Метод, основы которого заложены в работах Е. Г. Герберта, Я. Б. Фридмана, Г. А. Смирнова-Аляева и В. М. Розенберга и др., заключается в следующем. Материал испытывают на растяжение, сжатие или кручение, измеряют твердость на различных стадиях деформации образцов и строят тарировочный график "напряжение — твердость — деформация". Затем, измеряя в различных точках деформированного тела твердость, определяют по тарировочному графику соответствующие ей интенсивность напряжений и деформаций в этих точках.

При исследовании напряженного состояния в пластической области измерением твердости влияние свойств материала учитывается тарировочным графиком. Возможность определения напряжений в общем случае пластического деформирования по твердости из тарировочного графика, построенного испытанием материала в условиях простейших напряженных состояний — главное в обосновании данного метода.

Для построения тарировочного графика необходимо измерять твердость при различной деформации тела, напряженно-деформированное состояние которого известно. Как правило, тарировку выполняют путем испытания



Рис. 1. Корпусная деталь с профицированной донной частью

материала модели на растяжение или сжатие.

Большое распространение получил метод построения тарировочного графика по результатам испытания на осевое сжатие, позволяющий установить зависимость между напряжением, твердостью и деформацией в области $e_i = 0,6 \div 0,8$. Для достижения больших деформаций целесообразно периодически обтачивать образцы по наружному диаметру.

Проведем необходимые сведения об испытаниях на твердость.

Из многочисленных испытаний на твердость в данном случае нужны испытания, при которых очевидна чувствительность упрочняющегося материала, к пластической деформации, т. е. методы Бринелля, Роквелла, Виккерса, Шора, метод измерения микротвердости. Наиболее применяемыми являются методы Виккерса и Бринелля. При этом важно обеспечить наибольшую нагрузку на индикатор (в пределах, допускаемых градиентом деформации). При измерении твердости по Виккерсу получается достаточное число отпечатков в исследуемой области.

В данном случае наиболее удобным для изучения пластической деформации является метод измерения твердости алмазной пирамидой (по Виккерсу), так как этот метод обеспечивает сравнительно небольшие размеры пластической зоны вокруг отпечатка, это позволяет проводить большое число измерений на небольших моделях.

В испытуемый образец под действием силы P внедряется четырехгранная пирамида, имеющая квадратное основание и угол 130° между противоположными гранями у вершины. После снятия нагрузки измеряют диагональ d отпечатка. Твердость по Виккерсу (HV) определяется как частное от деления нагрузки на площадь боковой поверхности отпечатка:

$$HV = \frac{2P \sin 68^\circ}{d^2} = 1,8584 P/d^2. \quad (1)$$

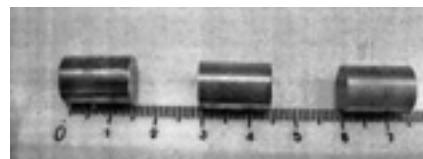


Рис. 2. Цилиндрические образцы

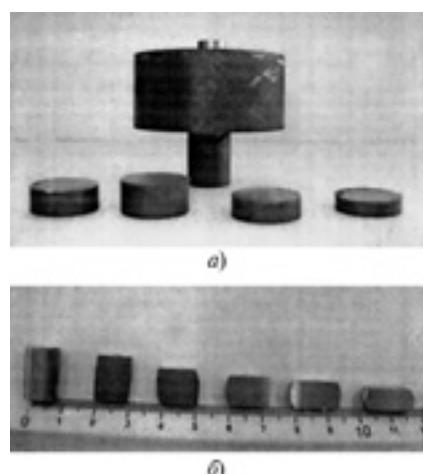


Рис. 3. Технологическая оснастка для осадки образцов с различной степенью деформации (а) и цилиндрические образцы после осадки (б)

Поверхность испытуемого образца должна быть блестящей, а его минимальная толщина — больше диагонали отпечатка в 1,2 раза при испытании стали и в 1,5 раза при испытании цветных металлов.

В ходе эксперимента по определению напряжений в пластической области по распределению твердости при ХОШ выдавливанием корпусных деталей с профилированной донной частью из стали 10ГНА из отожженного металла были выточены 12 цилиндрических образцов (рис. 2) диаметром 10 мм и высотой 15 мм. Торцы образцов шлифовали.

Испытанием одного образца определили твердость в недеформированном состоянии, остальные образцы сжимали на испытательной машине ИНР-100 с использованием специально изготовленной технологической оснастки (рис. 3, а) для получения различной степени деформации испытуемых цилиндрических образцов.

Напряжения и деформации определяли для каждого сжатого образца по формулам:

$$\sigma_i = 4P/(\pi D^2); \quad (2)$$

$$e_i = \ln(h_0/h), \quad (3)$$

где P — сжимающее усилие; D — диаметр сжатого образца; h_0 и h — высота образца до и после деформации.

Осаженные образцы разрезали по оси симметрии, полученную поверхность шлифовали (рис. 3, б). С помощью твердомера ИТ-5010 на каждом образце в трех точках полученной плоскости измеряли твердость по Виккерсу под нагрузкой 20 кг. По результатам измерений построены тарировочные графики (рис. 4, а, б).

Затем для определения твердости по объему исследуемую корпусную деталь (см. рис. 1) с профилированной донной частью разрезали по оси симметрии. Слой материала, наклепанного в результате этой операции, удаляли, полученную поверхность шлифовали. Затем на полученной плоскости в 14 точках (рис. 5, а)

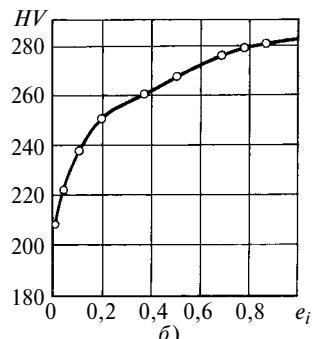
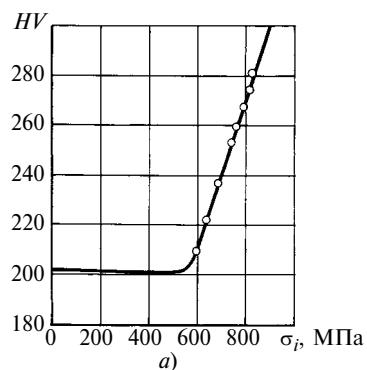


Рис. 4. Зависимости между твердостью HV и интенсивностями напряжений σ_i (а) и деформаций e_i (б) при пластической деформации стали 10ГНА

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 621.7.628.5

С. И. ПЕТРУШИН, д-р техн. наук, Р. Х. ГУБАЙДУЛИНА, канд. техн. наук (Юргинский технологический институт национального исследовательского Томского политехнического университета), e-mail: victory_28@mail.ru

Оптимизация перехода на производство новой продукции в машиностроении

Представлен анализ способов перехода на выпуск нового изделия, предложен новый способ в условиях массового производства. Получено аналитическое выражение максимальной прибыли предприятия.

Ключевые слова: жизненный цикл изделия, тakt выпуска, прибыль, моральный износ.

An analysis of methods for the transition to the production of a new product is presented. A new method in the mass production conditions is proposed. An analytical expression for maximum profit of the enterprise has been obtained.

Keywords: product life cycle, production output cycle, profit, deterioration.

Минимизация проблем, возникающих при переходе на выпуск нового изделия — важная задача, особенно для машиностроительных предприятий, так как они связаны с финансовыми потерями, обусловленными вынужденным простоем основ-

ного производства. Существуют различные способы перехода на выпуск новой продукции:

полная остановка производства на период реконструкции;

создание параллельного производства; безостановочный;

реинжиниринг в условиях гибкого производства.

Первые три способа используют при поточном крупносерийном производстве [1]. В машиностроении переход с полной остановкой производства впервые был осуществлен на заводах Форда еще в 1927—1928 гг. при переходе с выпуска автомобиля модели А на модель Т. Его преимущества, заключающиеся в простоте организации перехода, нивелируются недостатками: увольнение большей части персонала; продолжительный простой производства; большие финансовые потери.

Параллельный способ перехода на выпуск новой продукции применила фирма "JM" в 1929 г.,



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 78)

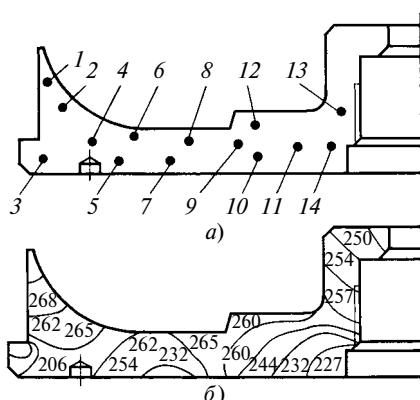


Рис. 5. Расположение точек измерения твердости (а) и изосклеры для деформированной корпусной детали с профилированной донной частью

измеряли твердость HV под нагрузкой 20 кг и строили изосклеры

ры — линии равной твердости (рис. 5, б). По твердости из тарировочного графика определили соответствующие каждой изосклере значения напряжений и деформаций.

Результаты экспериментов подтвердили значительную чувствительность твердости, измеренной указанным методом, к изменению напряжений и пластической деформации. Следовательно полученные методом измерения твердости данные о напряженно-деформированном состоянии в пластической области позволяют определить распределение по объему готовой детали механических свойств ее мате-

риала и спрогнозировать связанные с ними эксплуатационные свойства изделия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Дмитриев А. М., Воронцов А. Л. Технология ковки и объемной штамповки. Ч. 1. Объемная штамповка выдавливанием: Учебник. М.: Высшая школа, 2002. 400 с.

2. Комплексные задачи теории пластичности / Н. Д. Тутышкин, А. Е. Гвоздев, В. И. Трегубов и др. Под ред. Н. Д. Тутышкина, А. Е. Гвоздева. Тула: Тул. гос. ун-т. 2001. 377 с.

3. Евстратов В. А., Кротенко Г. А., Левченко В. Н. Анализ процессов выдавливания с использованием модели вихревого течения / Кузнецко-штамповочное производство. 2010. № 4. С. 3—10.

создав параллельно работающие новые цеха, в которых шло освоение новой технологии. Затем на короткое время старое производство остановили и осуществили перемонтаж оборудования. При этом срок простоя сократился по сравнению с первым способом в 4 раза, но значительно возросли капитальные вложения.

Безостановочный способ [1] основан на планировании совмещенного оборудования и постепенной замене выпуска прежних изделий на новые, начиная с заготовительного производства и заканчивая сборочным. При этом трудовые ресурсы сохраняются, но тakt выпуска изделий на период освоения нового производства значительно увеличивается.

В последнее время в машиностроении появились такие понятия, как гибкая производственная система (ГПС) и гибкое автоматизированное производство (ГАП), которым посвящено множество публикаций, а в вузах читается учебный курс "Основы ГАП". Следует отметить, что появление этих направлений связано именно с проблемами перехода на выпуск новой продукции. В ГПС производственная база состоит из переналаживаемого оборудования с ЧПУ, которое позволяет значительно сократить время технологической подготовки производства. Не умоляя преимущества этого направления развития производства, отметим ряд его существенных недостатков:

1. Механическая обработка заготовок базируется на малопроизводительных операциях, а именно на последовательных одношпиндельных одноинструментных одноместных схемах, т. е. для осуществления гибкого и сравнительно быстрого перехода пришлось снизить производительность труда.

2. Металлорежущее и автоматизированное транспортно-складское оборудование ГАП значительно повышает себестоимость выпускаемых изделий, что обусловлено автоматизацией вспомогательных операций (транспортирование заготовок и инструментов к производственным модулям, контроль обработки, диагностика оборудования, уборка и переработка стружки и т. п.) с целью перехода к так называемой безлюдной технологии.

3. ГПС реализует принцип "диктата производителя" [2], т. е. изделие следует за производством, а не наоборот. На наш взгляд, создание универсальных технологий без учета особенностей конкретного производства приводит к снижению прибыльности, особенно предприятий машиностроительной отрасли. Поэтому ГАП, реализующих в полном объеме автоматизацию всех основных и вспомогательных работ, в мире насчитывается сравнительно немного.

В целом, рассмотренные выше способы перехода на выпуск нового изделия имеют общий недостаток — стремление организовать новое производство на прежней производственной базе. К. Маркс о смене средств производства писал следующее [3]: "Благодаря прогрессу промышленности в средствах труда совершаются постоянные перевороты. Поэтому они возвращаются не в своей первоначальной форме, а в форме, претерпевшей переворот. С одной стороны, то обстоятельство, что масса основного капитала вкладывается в дело в определенной натуральной форме и должна просуществовать в ней известный срок жизни, служит причиной того, что новые машины и т. д. вводятся лишь постепенно, а потому является помехой быстрому и повсеместному введению усовершенствованных средств труда. Но, с другой стороны, конкурентная борьба, в особенности во время решающих переворотов, заставляет заменять старые средства труда еще до их смерти новыми средствами труда. Катастрофы, кризисы — вот что главным образом призывает к такому преждевременному обновлению оборудования предприятий в широком общественном масштабе".

Этот аспект детально рассмотрел Г. А. Шаумян в работе [4]: "Сроки службы техники не всегда определяются ее физической долговечностью. Чаще всего они определяются качеством выпускаемой продукции, требования к которому постоянно растут, заставляя модернизировать или вовсе заменять выпускаемую продукцию... Можно сказать, что качество технологических машин определяется тем, насколько с их помощью производят больше, лучше и дешевле. Как видим, качество и массовость входят в противоречие, так как первое требует непрерывно совершенствовать продукцию (быстро-сменность производства), а второе — постоянства выпуска продукции данного качества. Таким образом, быстросменность производства — это признак, присущий не только мелкосерийному производству, как это принято считать, а характерный признак развития современной техники... Необходимо видеть рождение нового вида производства со следующей характеристикой: *массовое быстросменное производство...* (курсив авторов статьи). Эта гигантской трудности задача должна быть решена для того, чтобы автоматизация из рычага технического прогресса не превратилась в его тормоз".

На наш взгляд, именно такую ситуацию мы наблюдаем в последние годы в отечественном и мировом машиностроении. Отказ от комплексной автоматизации основного производства и переход на принципы гибкой технологии привел в конечном счете к снижению нормы прибыли в машиностроении по сравнению с остальными сферами производства продукции, а следовательно, к оттоку капитала в другие отрасли и даже к его выводу из производственного цикла.

Процесс производства является для увеличения капитала лишь неизбежным посредствующим звеном, необходимым злом. Поэтому все нации с капиталистическим способом производства периодически переживают "спекулятивную лихорадку" — стремятся увеличить капитал без посредства производства [2]. Исправить это положение и вернуть привлекательность машиностроительной технологии для капиталовложений можно, только резко повысив прибыльность машиностроительной промышленности.

Из работы [5] следует, что момент перевода производства на выпуск нового изделия должен совпадать с периодом T_m морального износа выпускаемой машины, т. е. с интервалом времени от момента серийного выпуска первого экземпляра до момента снятия данной модели с производства. Определение показателя T_m является важной задачей маркетинга рынка, которая решается до пуска изделия в производство, так как по нему рассчитывают оптимальную программу выпуска и ожидаемую прибыль [5].

Так что же мешает одновременно со снятием изделия с выпуска полностью обновить производственную базу машиностроительного предприятия? Ответ очевиден — разные сроки службы оборудования [2], которые, как правило, превышают ресурс изготовляемого изделия до его морального износа. Отсюда следует вывод: *срок службы материальной производственной базы (оборудование, оснастка, другие средства технологического оснащения) должен равняться этому ресурсу*. Если принять это за основу, то сформированный в работе [2] подход к эксплуатации изделия с учетом его жизненного цикла применим и для этапа его изготовления с той лишь разницей, что под изделием понимается не машина, а весь комплекс литейного, кузнично-прессового, металорежущего, сборочного, подъемно-транспортного и иного вспомогательного оборудования и оснастки.

Следовательно, текущие удельные приведенные затраты на этапе производства следует рассчитывать по формуле [2]

$$Z_{\text{пр}} = C_{\text{пр}} \tau + \frac{K_i}{\tau + 1}, \quad (1)$$

где K_i — капитальные вложения на строительство и организацию производства нового изделия в условных единицах стоимости (у.е.с); $C_{\text{пр}}$ — коэффициент текущих затрат на обслуживание производства, у.е.с/(у.е.в)² (у.е.в — условные единицы времени).

Минимальные затраты по формуле (1) должны соответствовать периоду T_m морального износа данного изделия. Тогда из формулы (1) получим следующие выражения:

период морального износа

$$T_m = \sqrt{\frac{K_i}{C_{\text{пр}}}},$$

минимальные удельные приведенные затраты

$$Z_{\text{пр.мин}} = C_{\text{пр}} T_m + \frac{K_i}{T_m + 1};$$

оптимальные капитальные вложения в производство

$$K_{i,\text{опт}} = C_{\text{пр}} T_m^2. \quad (2)$$

В работе [5] была предложена формула для абсолютной прибыли машиностроительного предприятия:

$$\Pi = \frac{T_m}{t_d} \left[0,5 \frac{T_m}{t_d} (\Pi_i - C_i) - K_i \right], \quad (3)$$

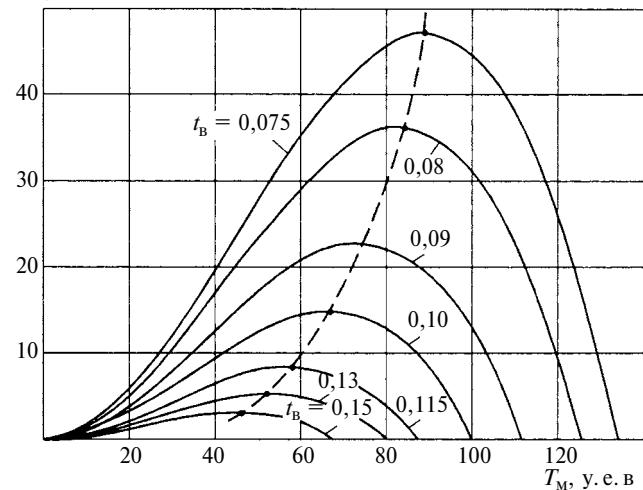
где C_i — себестоимость одного изделия, у.е.с; Π_i — цена изделия, у.е.с; t_d — время (такт) выпуска изделия, у.е.в.

Подставив выражение (2) в формулу (3), получим формулу прибыли для предприятия, осуществляющего переход на выпуск нового изделия с полной заменой производственной базы:

$$\Pi = \frac{T_m}{t_d} \left[0,5 \frac{T_m}{t_d} (\Pi_i - C_i) - C_{\text{пр}} T_m^2 \right]. \quad (4)$$

На рисунке приведены зависимости изменения прибыли по формуле (4) от периода T_m морального

Π_{max} , у.е.с



Зависимости изменения прибыли по формуле (4) от периода T_m морального износа изделия и такта t_B ее выпуска [$\Pi_i = 1000$ у.е.с; $C_i = 800$ у.е.с; $C_{\text{пр}} = 10$ у.е.с/(у.е.в)²]

износа изделия и такта t_b ее выпуска при следующих условиях: цена изделия $C_i = 1000$ у.е.с; себестоимость изделия $C_{\text{и}} = 800$ у.е.с; коэффициент текущих производственных затрат $C_{\text{пр}} = 10$ у.е.с/(у.е.в)², из которых следует, что для каждого такта выпуска существует максимальная прибыль и соответствующий оптимальный период морального износа выпускаемого изделия.

Приравняв к нулю производную от T_m , получим:

$$T_{m,\text{оп}} = \frac{C_i - C_{\text{и}}}{3C_{\text{пр}}t_d}, \quad (5)$$

т. е. оптимальные периоды морального износа определенных изделий при прочих равных условиях обратно пропорциональны такту их выпуска. Если исходными данными является показатель T_m , то можно рассчитать оптимальный тakt выпуска, обеспечивающий максимальную прибыль:

$$t_{d,\text{оп}} = \frac{C_i - C_{\text{и}}}{3C_{\text{пр}}T_{m,\text{оп}}}.$$

При этом чем меньше $T_{m,\text{оп}}$, тем меньше максимальная прибыль, которую может получить предприятие (см. штриховую линию на рисунке).

Подставив выражение (5) в формулу (4), получим формулу максимальной прибыли:

$$\Pi_{\text{max}} = \frac{(C_i - C_{\text{и}})^3}{54C_{\text{пр}}^2 t_d^4}. \quad (6)$$

Здесь так же, как и в выражении (4), прибыль Π_{max} обратно пропорциональна такту выпуска, но не во второй, а уже в четвертой степени. Из этого следует, что для получения максимальной прибыли необходимо:

увеличить разницу между ценой изделия и его себестоимостью;

сократить текущие расходы на производство (показатель $C_{\text{пр}}$);

уменьшить такт выпуска изделий.

Если первые два условия общеизвестны, то последнее требует более тщательного анализа по ряду причин. Во-первых, зависимость такта выпуска и максимальной прибыли (в четвертой степени) указывает на то, что наиболее эффективный путь повышения прибыльности предприятия — это максимальное уменьшение такта выпуска. Так, при снижении t_d в 2 раза максимальная прибыль возрастает почти в 16 раз (рисунок). Во-вторых, согласно выражению (5) уменьшение t_d автоматически приводит к увеличению оптимального периода морального износа изделия, который обусловлен в первую очередь эффективностью и конкурентоспособностью изделия.

Таким образом, для того чтобы получить максимальную прибыль, необходимо обеспечить одновременное выполнение условий (5) и (6), т. е. оптимизировать и этап проектирования изделия ($T_{m,\text{оп}}$), и этап его изготовления ($t_{d,\text{оп}}$). Следовательно, экономически конструкция изделия и технология его изготовления взаимосвязаны посредством максимально возможной прибыли предприятия-изготовителя.

Заметим, что это справедливо только для производства, построенного по принципу оптимального перехода к выпуску нового изделия. Для реализации данного подхода производственную базу предприятия следует разделить на две равноценные части, одна из которых в данный момент используется для выпуска изделия в перспективе подлежащее замене. Другую часть производственной базы используют для создания и оснащения производства нового изделия с определенным тектом выпуска. При достижении первым изделием морального износа осуществляют быстрый переход на выпуск нового изделия. Первая часть производства подлежит полному демонтажу. Впоследствии на его месте организуют производство более перспективного изделия.

Для устойчивого функционирования основного производства необходима соответствующая материальная база вспомогательного производства, главная задача которого заключается в проектировании и изготовлении средств технологического оснащения для выпуска нового изделия, что должно осуществляться непрерывно, обеспечивая оптимальный переход на выпуск более совершенного изделия. В этих условиях единичного и мелкосерийного производства целесообразно применение гибкой технологии. Мощные инструментальное и опытное производства являются дополнительной поддержкой успешно функционирующего предприятия, обеспечивая его устойчивость и высокую рентабельность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Демьянюк Ф. С.** Технологические основы поточно-автоматизированного производства. М.: Высшая школа, 1968. 700 с.
2. **Петрушин С. И., Губайдуллина Р. Х.** Оптимизация этапа эксплуатации изделий машиностроения // Вестник машиностроения. 2010. № 7. С. 68–72.
3. **Маркс К.** Капитал. Критика политической экономики. Т. 2. Процесс обращения капитала. Л.: Гос. изд-во полит. литературы, 1949. 530 с.
4. **Шаумян Г. А.** Комплексная автоматизация производственных процессов. М.: Машиностроение, 1973. 640 с.
5. **Петрушин С. И., Губайдуллина Р. Х.** Определение оптимальной программы выпуска изделий машиностроения // Вестник машиностроения. 2011. № 2. С. 80–85.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.01

А. М. ХАЛИЛОВ, д-р техн. наук, В. И. ГАСАНОВ, канд. техн. наук
(АзТУ, Азербайджан, г. Баку), e-mail: hasanov-vahid@rambler.ru

Структурный и кинематический анализ и синтез рычажного механизма

Анализируются структура и кинематика пространственного шестизвездного рычажного механизма с двумя входными звеньями, который широко применяется в машинах пищевой промышленности.

Ключевые слова: рычажный механизм, анализ, синтез, метод оптимизации.

The structure and kinematics of spatial six-lever mechanism with two input units, widely used in the food processing machines, are analyzed.

Keywords: lever motion, analysis, synthesis, method of optimization.

В работе [1] анализируются состояние и перспективы оснащения пищевых производств. Особое внимание уделяется повышению эффективности машинных технологий производства продуктов питания. Так, в пищевой промышленности для осуществления технологического процесса применяют различные механизмы, одним из которых является пространственный шарнирный шестизвездник, используемый, например, в тестомесильных машинах [2].

Проведем структурный и кинематический анализ этого механизма.

1. Структурный анализ механизма. Механизм состоит из звеньев 0, 1, 2, 3, 4, 5 (рис. 1), образующих кинематические пары: A (0—1) и B (1—2) — пары вращения (с одной степенью свободы);

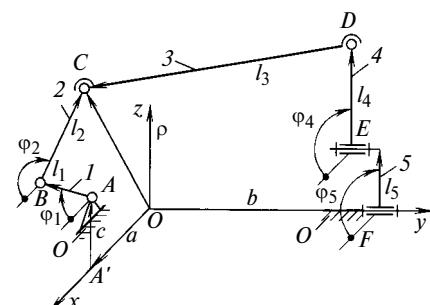


Рис. 1

C (2—3) и D (3—4) — сферические пары (с тремя степенями свободы); E (4—5) и F (5—0) — пары вращения. Звено 1 вращается в плоскости xOz. Звено 2 совершает плоскопараллельное движение в этой же плоскости. Звенья 4 и 5 вращаются в вертикальной плоскости, параллельной плоскости xOz, а звено 3 совершает сложное движение в пространстве.

Определим степень W подвижности механизма. Число подвижных звеньев $n = 5$, число пар вращения (одна степень свободы) $p_1 = 4$, число сферических пар (три степени свободы) $p_3 = 2$, число остальных пар $p_2 = p_4 = p_5 = 0$. Тогда степень подвижности механизма можно определить по формуле Сомова—Малышева [3, 4]: $W = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5 = 4$.

Входными являются звенья 2 и 5. Это значит, что степень подвижности механизма больше числа входных звеньев ($W > n_{\text{вх.зв}}$), т. е. $W = W_0 + W_{\text{изб}} = 2 + 2$, где $W_0 = 2$ — основная степень подвижности; $W_{\text{изб}} = 2$ — избыточная подвижность механизма.

Действительно, вращение шатуна 3 относительно звена CD — одна степень подвижности. Для

перемещения шатуна 3 необходима толкающая сила в направлении CD. Следовательно, степень подвижности пространственной незамкнутой цепи CDE (рис. 2) не равна нулю: $W = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5 = 1$.

Таким образом, для перемещения звеньев 3 и 4 необходимо, чтобы пространственная незамкнутая цепь CDE обладала одной степенью подвижности.

2. Кинематический анализ механизма. Пусть заданы длины a , b , c , l_1 , l_2 , l_3 , l_4 , l_5 звеньев и углы φ_1 и φ_5 поворота входных звеньев 1 и 5 (см. рис. 1). Методом векторного замкнутого контура [3] определим функции положений звеньев 3 и 4. Запишем уравнение замкнутости контура ABCDEDFA:

$$\begin{aligned} \bar{a} + \bar{c} + \bar{l}_1 + \bar{l}_2 = \\ = \bar{b} + \bar{l}_5 + \bar{l}_4 + \bar{l}_3. \end{aligned} \quad (1)$$

Спроектируем векторное уравнение (1) на координатные оси x и z и получим:

$$\left. \begin{aligned} a = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = \\ = l_5 \cos \varphi_5 + l_4 \cos \varphi_4 + \\ + l_3 \cos \varphi_{3x}; \\ 0 = b + l_4 \sin \varphi_4 + l_3 \cos \varphi_{3y}; \\ c + l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = \\ = l_5 \sin \varphi_5 + l_4 \sin \varphi_4 + \\ + l_3 \cos \varphi_{3z}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

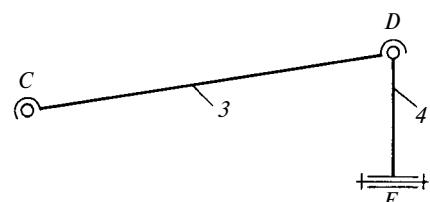


Рис. 2

Из равенств (2) определим:

$$\left. \begin{aligned} l_3 \cos \varphi_{3x} &= a + l_1 \cos \varphi_1 + \\ &+ l_2 \cos \varphi_2 + l_5 \cos \varphi_5 - \\ &- l_4 \cos \varphi_4; \\ l_3 \cos \varphi_{3y} &= -(b + l_4 \sin \varphi_4); \\ l_3 \cos \varphi_{3z} &= c + l_1 \sin \varphi_1 + \\ &+ l_2 \sin \varphi_2 - l_5 \sin \varphi_5 - \\ &- l_4 \sin \varphi_4. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Уравнения (3) возведем в квадрат и суммируем. Тогда с учетом выражения $\cos^2 \varphi_{3x} + \cos^2 \varphi_{3y} + \cos^2 \varphi_{3z} = 1$ получим:

$$(a + l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 - l_4 \cos \varphi_4 - l_5 \cos \varphi_5)^2 + (b + l_4 \sin \varphi_4)^2 + (c + l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 - l_5 \sin \varphi_5 - l_4 \sin \varphi_4)^2 - l_3^2 = 0. \quad (4)$$

3. Кинематический синтез механизма. Для определения параметров $a, b, c, l_1, l_2, l_3, l_4, l_5$ применим метод оптимизации [3, 4]. С этой целью на заданных интервалах входных углов $\varphi_1 = 0 \div \varphi_{lm}$ и $\varphi_5 = 0 \div \varphi_{5m}$ выбираем узловые точки φ_{1i} и φ_{5i} , где $i = 1, 2, \dots, k$, а k — число точек на отрезках $0 \div \varphi_{lm}$ и $0 \div \varphi_{5m}$. Для каждой узловой точки составим выражение вида (4):

$$\Delta_i = (a + l_1 \cos \varphi_{1i} + l_2 \cos \varphi_{2i} - l_4 \cos \varphi_{4i} - l_5 \cos \varphi_{5i})^2 + (b + l_4 \sin \varphi_{4i})^2 + (c + l_1 \sin \varphi_{1i} +$$

$$+ l_2 \sin \varphi_{2i} - l_5 \sin \varphi_{5i} - l_4 \sin \varphi_{4i}) - l_3^2, \quad (5)$$

где $i = 1, 2, \dots, k$.

Далее просуммируем выражения, полученные для каждой узловой точки по формуле (5):

$$S = \sum_{i=1}^k \Delta_i^2 = \sum_{i=1}^k [(a + l_1 \cos \varphi_{1i} + l_2 \cos \varphi_{2i} - l_4 \cos \varphi_{4i} - l_5 \cos \varphi_{5i})^2 + (b + l_4 \sin \varphi_{4i})^2 + (c + l_1 \sin \varphi_{1i} + l_2 \sin \varphi_{2i} - l_5 \sin \varphi_{5i} - l_4 \sin \varphi_{4i})^2 - l_3^2]^2, \quad (6)$$

где $i = 1, 2, \dots, k$.

Отметим, что сумма (6) не зависит от постоянных параметров $a, b, c, l_1, l_2, l_3, l_4, l_5$ механизма. Поэтому частные производные суммы S по этим параметрам равны нулю [3]:

$$\frac{\partial S}{\partial a} = 0; \frac{\partial S}{\partial b} = 0; \frac{\partial S}{\partial c} = 0; \frac{\partial S}{\partial l_i} = 0, \quad (i = 1, 2, \dots, 5). \quad (7)$$

С учетом выражения (6) перепишем равенства (7):

$$\sum_{i=1}^k \Delta_i^2 = 0; \quad (8)$$

$$\sum_{i=1}^k \Delta_i^2 b = 0; \quad (9)$$

$$\sum_{i=1}^k \Delta_i^2 c = 0; \quad (10)$$

$$\sum_{i=1}^k \Delta_i^2 (\cos \varphi_{1i} + \sin \varphi_{1i}) = 0; \quad (11)$$

$$\sum_{i=1}^k \Delta_i^2 (\cos \varphi_{2i} + \sin \varphi_{2i}) = 0; \quad (12)$$

$$\sum_{i=1}^k \Delta_i^2 (-l_3) = 0; \quad (13)$$

$$\sum_{i=1}^k \Delta_i^2 [-\cos \varphi_{4i} + (b + l_4 \sin \varphi_{4i}) \times \sin \varphi_{4i}] - \sin \varphi_{4i}; \quad (14)$$

$$\sum_{i=1}^k \Delta_i^2 (-\cos \varphi_{5i} - \sin \varphi_{5i}) = 0. \quad (15)$$

Совместное решение уравнений (8)÷(15) позволяет определить искомые параметры механизма.

Предложенные методы анализа и синтеза рассмотренного пространственного шестизвездника с двумя входными звеньями можно использовать и при проектировании других видов пространственных многозвездных механизмов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Машины и аппараты пищевых производств / С. Т. Антипов, И. Т. Кретов, Остриков и др. В 2-х кн. Кн. 1. М.: Высшая школа, 2001. 703 с.

2. Михелев А. А. Справочник по хлебопекарному производству. Т. 1. Оборудование теплового хозяйства. М.: Пищевая промышленность, 1977. 366 с.

3. Левитская О. Н., Левитский Н. И. Курс теории механизмов и машин. М.: Высшая школа, 1978. С. 14—16.

4. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1988. С. 47—52.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присыпать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14 кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995 г., и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы.

Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

- 1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;
- 2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;
- 3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высыпаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

В. А. ЖУКОВ, канд. техн. наук (Тутаевский филиал ГОУ ВПО "Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П. А. Соловьева"), e-mail: gukovv@rambler.ru

Комплексный критерий совершенства систем жидкостного охлаждения энергетических установок и технологического оборудования

Рассмотрены процессы в жидкостных системах охлаждения энергетических установок и технологического оборудования. Предложен критерий, позволяющий оценивать совершенство систем охлаждения по энергетическим и ресурсным факторам.

Ключевые слова: жидкостное охлаждение, параметры, теплоотвод, коррозия, накипеобразование, критерий совершенства, оптимизация.

The processes in liquid-cooling systems of power installations and processing equipment are considered. A criterion to evaluate the perfection of cooling systems regarding the energy and resource factors has been proposed.

Keywords: liquid cooling, parameters, heat removal, corrosion, scale formation, the criterion of perfection, optimization.

Одной из проблем при эксплуатации энергетических установок и технологического оборудования различного назначения является поддержание требуемого температурного режима. Отклонение рабочих температур от установленных значений снижает эффективность энергетических установок, нарушает режимы работы технологического оборудования, что может стать причиной появления брака, снижения ресурса и выхода оборудования из строя.

Для обеспечения требуемого температурного режима используют системы охлаждения (СО), основной принцип работы которых — отвод теплоты от нагретых элементов и рассеяние ее в окружающей среде, которая играет роль теплоприемника. Системы охлаждения в зависимости от вида теплоносителя делятся на воздушные и жидкостные. В воздушных СО теплота отводится потоком набегающего воздуха. В жидкостных СО в качестве теплоносителя могут применяться вода, масло, антифриз, фреон и т. д. Наибольшее распространение получили жидкостные СО, так как они обеспечивают требуемую интенсивность теплоотвода. Жидкостными СО оснащаются двигатели внутреннего сгорания [1], паротурбинные установки, теплоэлектростанции, атомные реакторы [2], кокилицы, пресс-формы, прокатные и волочильные станы [3, 4].

Нарушение нормальной работы СО энергетических установок приводит к снижению их эффективности, надежности, повышенному расходу топлива, а также может стать причиной выхода установки из строя. Перегрев литейной формы или пресс-формы снижает темп работы, может привести к остановке технологического процесса, нарушению режимов охлаждения оборудования, стать причиной неоднородности металла и брака.

Жидкостные СО классифицируют по следующим признакам:

по виду контуров охлаждения:
замкнутые с многократной циркуляцией теплоносителя по контуру охлаждения, получившие наибольшее распространение;

разомкнутые (проточные), применяются только для охлаждения установок малых мощностей и простейших конструкций;
по числу контуров охлаждения:
одноконтурные;
многоконтурные;

по способу обеспечения циркуляции охлаждающей жидкости:
системы с принудительным движением охлаждающей жидкости, создаваемым циркуляционным насосом;

термосифонные — движение жидкости происходит только под действием гравитационных сил, возникающих в результате нагревания жидкости;
комбинированные — сочетают в себе принудительное и термосифонное перемещения жидкости;

испарительные — на охлаждаемых поверхностях происходит переход жидкости в паровую fazу с последующим отводом и конденсацией пара;

по температуре охлаждающей жидкости:
низкотемпературные — температура жидкости не превышает температуру насыщения при атмосферном давлении;

высокотемпературные — рабочая температура превышает температуру насыщения при нормальных условиях.

Высокотемпературное охлаждение (ВТО), применяемое для атомных реакторов и высокофорсированных поршневых и комбинированных двигателей, требует повышенных давлений в СО, усложнения конструкции и строгого соблюдения требований технической эксплуатации.

К системам охлаждения независимо от конструкции и назначения предъявляются следующие требования: минимальные массогабаритные параметры, надежная работа на всех режимах, возможность автоматического регулирования теплового режима, минимальные затраты энергии на циркуляцию теплоносителя, простота и удобство тех-

нического обслуживания. Обеспечение указанных требований зависит от совершенства элементов системы.

В состав жидкостных СО кроме рубашки охлаждения (полостей, по которым циркулирует теплоноситель) входят: емкость для хранения запаса теплоносителя (расширительный бак), теплообменные аппараты для рассеяния отведенной теплоты, циркуляционные насосы, арматура, соединительные трубопроводы, устройства для регулирования интенсивности теплоотвода в зависимости от режима работы (термостаты, термодатчики, гидромуфты и т. д.). Уровень совершенства элементов СО определяют специальные показатели. Эффективность теплообменных аппаратов оценивают коэффициентом удержания теплоты, показателем энергетической эффективности, критериями Кирпичева, Глазера, коэффициентом компактности [5]. Работа циркуляционных насосов характеризуется подачей, напором, объемным и механическим КПД [6].

Основные характеристики жидкостных СО — температуры на входе и выходе, расход теплоносителя, скорость его циркуляции. Работа системы оценивается количеством теплоты, отводимой в единицу времени, гидравлическим сопротивлением контура циркуляции и мощностью, необходимой для прокачивания теплоносителя.

В полостях и трубопроводах жидкостных СО имеют место физико-химические процессы, в частности коррозионные разрушения и образование отложений и накипи, отрицательно влияющие на работу системы, снижая надежность энергетических установок и технологического оборудования, их ресурс и экономичность.

Коррозионные разрушения во многом зависят от условий эксплуатации, агрессивности охлаждающей жидкости, скорости ее движения, температуры, содержания в ней кислорода, солей, механических примесей, турбулентности потока, условий адгезии и др. [7, 8].

Коррозия в СО является причиной образования шлама, который оседает преимущественно в зонах низкоскоростного течения. Под отложениями имеет место подшламовая коррозия, результатом которой являются раковины с резко очерченными границами. Скорость подшламовой коррозии колеблется от долей миллиметра до 1 мм в год [9, 10].

Частицы продуктов коррозии оказывают абразивное воздействие на поверхности деталей системы и уплотнительных элементов, ускоряя их износ.

Трубопроводы СО, изготовленные из оцинкованной или футерованной стали, кроме подшламовой коррозии подвергаются равномерной коррозии, в результате которой уменьшается толщина стенок трубопроводов и образуются отложения,

которые уменьшают проходные сечения. Это ухудшает работу СО и может привести к перегреву охлаждаемого объекта. Отрицательным фактором в работе СО является накипеобразование, обусловленное наличием в охлаждающей жидкости механических примесей и ее жесткостью, т. е. содержанием солей кальция и магния. Выпадение осадка происходит при повышенной концентрации солей. Концентрация солей в охлаждающей жидкости может повыситься, если пополнять систему водой, не прошедшей специальной обработки.

Таким образом, в СО двигателя образуется накипь при следующих условиях:

если при нагревании охлаждающей жидкости происходят химические реакции с образованием труднорастворимых соединений;

если при добавлении охлаждающей жидкости в результате ее испарения и утечек увеличится концентрация солей;

если с повышением температуры растворимость образующихся солей снижается.

Поэтому при оценке СО необходимо учитывать качество теплоносителя прежде всего с точки зрения повышения надежности охлаждаемой установки путем ингибирования коррозионных разрушений и предотвращения накипеобразования в полостях и трубопроводах систем.

Эксплуатационные показатели СО можно разделить на три группы:

1) конструктивные, характеризующие структурную схему СО;

2) режимные: количество $Q_{\text{охл}}$ теплоты, отводимой СО; температуры охлаждающей жидкости на входе в двигатель (T') и выходе (T''); температурный перепад ΔT в рубашке охлаждения; средняя скорость $W_{\text{охл}}$ циркуляции охлаждающей жидкости; расход $G_{\text{охл}}$ жидкости; давление $p_{\text{охл}}$ в СО;

3) водно-химические: химический состав теплоносителя ($Ch_{\text{охл}}$), водородный показатель pH охлаждающей жидкости, жесткость, кинематическая вязкость, теплоемкость, поверхностное натяжение.

Для повышения эффективности СО необходимо одновременное совершенствование режимных показателей и показателей, характеризующих свойства теплоносителей.

Применительно к энергетическим установкам целью оптимизации режимных параметров является повышение эффективности путем минимизации тепловых потерь при сохранении требуемой надежности, поэтому критерий оптимизации должен носить энергетический характер и отражать стремление снизить тепловые потери и уменьшить затраты мощности на прокачивание теплоносителя.

В качестве критерия совершенства системы предлагается использовать безразмерный коэффициент энергетической эффективности $K_{\vartheta} = q_{\text{охл}} n_{\text{охл}}$,

где $q_{\text{охл}}$ — удельная теплота, отводимая от установки СО, кДж/кВт; $n_{\text{охл}}$ — удельная мощность, затрачиваемая на теплоотвод, кВт/кДж.

Для технологического оборудования требуется интенсивный теплоотвод при минимальных затратах мощности на прокачивание теплоносителя, поэтому безразмерный критерий совершенства СО, т. е. коэффициент энергетической эффективности можно представить как $K_3 = n_{\text{охл}}/q_{\text{охл}}$. В обоих случаях необходимо стремиться к его минимизации.

Для количественной оценки качества теплоносителя СО целесообразно использовать коэффициент защиты от характерных разрушений: $\gamma = w_y/w_b$, где w_y — скорость разрушения металла при охлаждении теплоносителем с усовершенствованными свойствами; w_b — скорость разрушения металла при охлаждении базовым теплоносителем.

Обобщенный (комплексный) критерий совершенства СО, учитывающий и энергетические и ресурсные аспекты энергетических установок имеет вид: $K_k = q_{\text{охл}}n_{\text{охл}}\gamma \rightarrow \min$.

Выбор критерия совершенства СО является частью общей задачи — оптимизации показателей охлаждения энергетических установок и технологического оборудования. Цель оптимизации — минимизация критерия K_k с соблюдением накладываемых на него ограничений: $K_k = q_{\text{охл}}n_{\text{охл}}\gamma \rightarrow \min$.

Для решения поставленной задачи раскроем составляющие данного критерия. Удельная теплота, отводимая от установки СО: $q_{\text{охл}} = Q_{\text{охл}}/N_e$, где N_e — эффективная мощность энергетической установки, кВт; $Q_{\text{охл}}$ — количество теплоты, отводимой СО, кДж.

Удельные затраты мощности на теплоотвод: $n_{\text{охл}} = N_{\text{охл}}/Q_{\text{охл}}$, где $N_{\text{охл}}$ — мощность, затрачиваемая на привод насоса системы охлаждения, кВт. Тогда коэффициент энергетической эффективности имеет вид: $K_3 = N_{\text{охл}}/N_e$.

Мощность, необходимая для привода циркуляционного насоса системы охлаждения, определяется выражением

$$N_{\text{охл}} = \frac{G_{\text{ж}}\Delta p}{\rho_{\text{ж}}\eta_{\text{н}}},$$

где $G_{\text{ж}}$ — расход охлаждающей жидкости, кг/с; Δp — перепад давлений в контуре охлаждения, Па; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости, $\eta_{\text{н}}$ — КПД насоса, учитывающий гидравлические и механические потери.

Эффективная мощность двигателя внутреннего сгорания (наиболее распространенная энергетическая установка) определяется формулой

$$N_e = G_{\text{т}}H_{\text{и}}\eta_i\eta_{\text{мех}},$$

где $G_{\text{т}}$ — массовый расход топлива, кг/с; $H_{\text{и}}$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; η_i и $\eta_{\text{мех}}$ — индикаторный и механический КПД двигателя.

С учетом вышеприведенных выражений коэффициент энергетической эффективности

$$K_3 = \frac{G_{\text{ж}}}{G_{\text{т}}H_{\text{и}}} \frac{\Delta p}{\rho} \frac{1}{\eta_i\eta_{\text{мех}}\eta_{\text{н}}}.$$

Расход жидкости $G_{\text{ж}}$ можно выразить из уравнения $Q_{\text{охл}} = c_p G_{\text{ж}}(T''_{\text{ж}} - T'_{\text{ж}})$:

$$G_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{c_p(T''_{\text{ж}} - T'_{\text{ж}})}.$$

Теплота, отводимая от охлаждаемых поверхностей, определяется уравнением конвективного теплообмена:

$$Q_{\text{охл}} = \alpha_{\text{охл}}F_{\text{охл}}(\bar{T}_{\text{ст}} - \bar{T}_{\text{ж}}),$$

где $\alpha_{\text{охл}}$ — коэффициент теплоотдачи в охлаждающую жидкость; $F_{\text{охл}}$ — площадь охлаждаемой поверхности; $\bar{T}_{\text{ст}}$ — средняя температура стенки; $\bar{T}_{\text{ж}}$ — средняя температура жидкости.

Используя последние выражения, коэффициент энергетической эффективности можно представить в виде:

$$K_3 = \frac{\alpha_{\text{охл}}F_{\text{охл}}(\bar{T}_{\text{ст}} - \bar{T}_{\text{ж}})}{G_{\text{т}}H_{\text{и}}c_p(T''_{\text{ж}} - T'_{\text{ж}})} \frac{\Delta p}{\rho} \frac{1}{\eta_i\eta_{\text{мех}}\eta_{\text{н}}}.$$

Комплексный критерий совершенства, учитывающий надежность системы охлаждения имеет вид:

$$K_k = \frac{\alpha_{\text{охл}}F_{\text{охл}}(\bar{T}_{\text{ст}} - \bar{T}_{\text{ж}})}{G_{\text{т}}H_{\text{и}}c_p(T''_{\text{ж}} - T'_{\text{ж}})} \frac{\Delta p}{\rho} \frac{1}{\eta_i\eta_{\text{мех}}\eta_{\text{н}}} \gamma.$$

Одним из способов повышения теплогидравлической эффективности СО — совершенствование теплоносителей. Для того чтобы использовать предлагаемый критерий для оценки влияния свойств теплоносителя на совершенство СО следует разделить его составляющие на зависящие и не зависящие от свойств жидкости:

$$K_k = \left[\frac{F_{\text{охл}}}{G_{\text{т}}H_{\text{и}}} \frac{(\bar{T}_{\text{ст}} - \bar{T}_{\text{ж}})}{(T''_{\text{ж}} - T'_{\text{ж}})} \frac{1}{c_p\rho} \right] \frac{\alpha_{\text{охл}}\Delta p}{\eta_i\eta_{\text{мех}}\eta_{\text{н}}} \gamma.$$

$$\text{Введем обозначение } A = \frac{F_{\text{охл}}}{G_{\text{т}}H_{\text{и}}} \frac{(\bar{T}_{\text{ст}} - \bar{T}_{\text{ж}})}{(T''_{\text{ж}} - T'_{\text{ж}})} \frac{1}{c_p\rho}.$$

Учитывая, что $\eta_i \eta_{\text{мех}} = \eta_e$ (η_e — эффективный КПД двигателя), комплексный критерий совершенства системы охлаждения имеет вид:

$$K_k = A \frac{\alpha_{\text{охл}} \Delta p}{\eta_e \eta_h} \gamma.$$

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования [11] показали, что использование в охлаждающих жидкостях комплексных присадок, содержащих растворимые полимеры и поверхностно-активные вещества, обеспечивает:

снижение на 6÷17 % интенсивности теплоотвода в охлаждающую жидкость, изменяя структуру пристеночного слоя;

уменьшение на 3÷5 % гидравлического сопротивления контура охлаждения путем ламинаризации пристеночного слоя;

повышение на 3÷5 % эффективного КПД двигателя в результате сокращения тепловых потерь и снижения механических потерь;

снижение в 2÷4 раза интенсивности кавитационно-коррозионных разрушений элементов системы охлаждения из конструкционных материалов (черные металлы, алюминиевые сплавы).

Таким образом, использование комплексных многофункциональных присадок снижает комплексный критерий совершенства СО на 60÷80 %.

Комплексный критерий можно использовать и при оценке выбора режимных параметров (температуры теплоносителя, скорости его циркуляции, давления и т. д.).

Применительно к технологическому оборудованию комплексный критерий совершенства системы охлаждения имеет вид:

$$K_k = (n_{\text{охл}} / q_{\text{охл}}) \gamma = \frac{N_e N_{\text{охл}}}{Q_{\text{охл}}^2} \gamma$$

$$\text{или } K_k = \frac{N_e}{c_p^2} \frac{\Delta p}{G_{\text{ж}} \Delta T_{\text{ж}}} \gamma.$$

Из этого следует, что мероприятия, направленные на комплексное совершенствование систем охлаждения технологического оборудования, должны обеспечивать снижение гидравлического сопротивления контура охлаждения, повышение интенсивности теплоотвода, защиту элементов системы от коррозионных разрушений.

Для оптимизации параметров охлаждения необходимо составить две системы уравнений: первая должна объединять цель оптимизации, ее границы и ограничения, накладываемые на управляемые параметры, вторая должна соответствовать задаче оптимизации водно-химических параметров охлаждения.

Для поиска оптимальных режимных параметров охлаждения предлагается использовать следующий алгоритм. На первом этапе определяются зависимости тепловых и механических потерь, токсичности и дымности отработавших газов от режимов охлаждения. На втором этапе ведется поиск режимных параметров, обеспечивающих минимальный эффективный расход топлива и приемлемые экологические показатели. На третьем этапе проверяется влияние предпочтительных с энергетической точки зрения режимов на надежность деталей цилиндрапоршневой группы и двигателя в целом.

Выбор предпочтительных водно-химических режимов ориентирован прежде всего на обеспечение надежности. Алгоритм выбора следующий: первый этап — выбор вещества, обеспечивающего требуемые свойства теплоносителя; второй этап — определение зависимостей эксплуатационных свойств теплоносителей от их состава; третий этап — выбор оптимального состава теплоносителя и проверка его влияния на энергетические показатели двигателя.

Завершающим этапом оптимизации параметров охлаждения энергетической установки или технологического оборудования является определение комплексного показателя совершенства и его снижение путем изменения режимных, конструктивных или водно-химических параметров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей** / С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко, В. А. Ивин и др. М.: Машиностроение, 1985. 417 с.
2. **Теплотехника** / А. М. Архаров, И. А. Архаров, В. Н. Афанасьев и др. Под ред. А. М. Архарова, В. Н. Афанасьева. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 712 с.
3. **Литье в кокиль** / С. Л. Бурлаков, А. И. Вейник, Н. П. Дубинин и др. М.: Машиностроение, 1980. 416 с.
4. **Паращенко В. М., Рахманкулов М. М., Цисин А. П.** Технология литья под давлением. М.: Металлургия, 1996. 240 с.
5. **Бажан П. И., Каневец Г. В., Селиверстов В. М.** Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 342 с.
6. **Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод** / Т. В. Артемьева, Т. М. Лысенко, А. Н. Румянцев, С. П. Стесин. Под ред. С. П. Стесина. М.: Издательский центр "Академия", 2008. 336 с.
7. **Коррозия и защита судовых трубопроводов** / К. Н. Яндушкин, К. В. Дризен, Б. М. Образцов, И. Л. Алексеенко. Л.: Судостроение, 1978. 192 с.
8. **Васильев Б. В., Ханин С. М.** Надежность судовых дизелей. М.: Транспорт, 1989. 184 с.
9. **Акользин П. А.** Предупреждение коррозии металла паровых котлов. М.: Энергия, 1975. 294 с.
10. **Гривнин Ю. А., Зубрилов С. П.** Кавитация на поверхности твердых тел. Л.: Судостроение, 1985. 124 с.
11. **Безюков О. К., Жуков В. А.** Охлаждающие жидкости транспортных ДВС. СПб.: СПГУВК, 2009. 263 с.

90 лет со дня рождения Александра Леоновича Кемурджиана

4 октября 2011 г. исполнилось 90 лет со дня рождения выдающегося советского ученого и инженера, главного конструктора самоходных шасси планетоходов и других космических систем, лауреата Ленинской премии, доктора технических наук профессора Александра Леоновича Кемурджиана.

Он прожил долгую и насыщенную творческую жизнь, звездными часами которой стали создание и успешная эксплуатация на Луне самоходных автоматических шасси в составе подвижных лабораторий "Луноход-1" и "Луноход-2".

Александр Леонович родился во Владикавказе, школу окончил в Баку, затем учился в Москве в МВТУ им. Н. Э. Баумана. В военные годы в составе 162-й стрелковой дивизии Кемурджиан прошел от Ельца до Померании. С 1951 по 1998 г. работал во ВНИИТрансмаше, где занимался исследованиями танковых трансмиссий, по этой тематике в 1957 г. защитил кандидатскую диссертацию. В 1959—1963 гг. он руководил исследовательской работой по созданию боевых сухопутных транспортных средств на воздушной подушке.

В 1963—1991 гг. главным содержанием жизни А. Л. Кемурджиана становятся организация и руководство работами по созданию самоходного автоматического шасси подвижной лаборатории "Луноход-1". В эти годы Александр Леонович является заместителем директора — главным конструктором института по космической робототехнике. Именно в этот период в полной мере раскрылись его блестящие способности, организаторский талант и глубокие научные знания. Создание и успешная эксплуатация на Луне подвижных лабораторий "Луноход-1" и "Луноход-2" — ярчайшие страницы российской космонавтики.

В 1986 г. он защищает докторскую диссертацию. В этом же году под его общим руководством был реализован проект по созданию и эксплуатации на Чернобыльской АЭС робототехнического комплекса СТР-1, предназначенного для расчистки завалов и дезактивации кровли третьего энергоблока, где он принимал непосредственное участие в аварийных работах, за которые впоследствии был награжден орденом "Мужества".

С 1991 по 1998 г. Александр Леонович работает во ВНИИТрансмаше в качестве главного научного



сотрудника, затем уходит на пенсию, продолжая поддерживать тесные связи с институтом, посвятив свое свободное время космонавтике. Он — один из учредителей Санкт-Петербургского отделения Российской академии космонавтики им. К. Э. Циолковского (РАКЦ).

Творческий вклад А. Л. Кемурджиана в советскую и мировую космонавтику получил заслуженное признание в нашей стране и за рубежом — он кавалер советских и российских орденов и медалей. В 1997 г. решением Международного астрономического союза малой планете № 5933 присвоено его имя. В 1988 г. Международный биографический центр в Кембридже включил А. Л. Кемурджиана в энциклопедию "Выдающиеся люди XX века". Он был академиком РАКЦ, членом Планетного общества США и ряда других международных обществ.

В 2010 г. решением Федерации космонавтики России была учреждена медаль им. А. Л. Кемурджиана "За заслуги в освоении космоса".

Союз диаспор Санкт-Петербурга, ОАО ВНИИТрансмаш, Санкт-Петербургское отделение РАКЦ, МГТУ им. Н. Э. Баумана стали инициаторами мероприятий, посвященных памяти ученого, в частности издания двухтомника, посвященного жизни и деятельности А. Л. Кемурджиана.

Жизнь этого выдающегося конструктора, ученого, талантливого руководителя — яркий пример созидающего творчества и преданности своему делу.



Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2011 г.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Абрамчук Ф. И., Авраменко А. Н. — Оценка нестационарного напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра тепловозного дизеля. № 2.

Александров И. К. — Определение граничного значения КПД кинематической цепи. № 6.

Александров И. К., Несголоворов Е. В. — Адаптивная электромеханическая трансмиссия. № 10.

Афонин С. М. — Условия абсолютной устойчивости системы управления деформацией электроупругого преобразователя привода нано- и микроперемещений. № 2; Электромеханические деформации и преобразование энергии пьезодвигателем наноперемещений. № 7; Решение матричных уравнений в задачах электроупругости для многослойных двигателей нано- и микроперемещений. № 9; Механические и регулировочные характеристики простых и многослойных пьезодвигателей нано- и микроперемещений. № 12.

Беднаржевский В. С., Оскорбин Н. М. — Компьютерное моделирование в теплоэнергетике. № 2.

Благонравов А. А. — Расчет внешней характеристики механического трансформатора с колебательным движением внутренних звеньев. № 10.

Бондарева Г. И. — Обоснование перераспределения остаточных напряжений в плазменно-напыленных покрытиях. № 9.

Братухин А. Г., Яновский Л. С., Луковников А. В., Разносчиков В. В., Стрелец Д. Ю. — Оценка эффективности перевода магистральных пассажирских самолетов на сжиженный природный газ. № 8.

Бровман М. Я. — Исследования напряженного состояния цилиндрических труб с переменными механическими свойствами. № 8.

Бровман Т. В. — Утилизация изношенных транспортных средств. № 9.

Бузановский В. А. — Направления развития газовых наносенсоров. Металлоксидные наносенсоры с кондуктометрическим преобразователем. № 5.

Бузин Ю. М. — Механический КПД трансмиссии мобильной машины. № 6.

Ванчиков А. В., Ванчиков В. Ц. — Гидротехнические аналогии облитерирующего атеросклероза сосудов и аспекты эндоэкологии. № 4.

Васильев Г. Н., Тай Зар Чжо Ньюнт — Оценка значимости параметров при оптимизации конструкции методом баланса градиентов. № 5.

Волков Г. Ю. — Формализованное отображение и система структур плоских многозвездных зубчатых и фрикционных механизмов. № 1.

Воробьев И. А. — Повышение ресурса железнодорожных рельсов. № 9.

Гасанова М. А. — Расчет частично кородированного растянутого стержня. № 1.

Герасимов С. А. — Механизм колебательно-вращательного движения симметричного тела. № 4.

Гордеев Б. А., Ковригин Д. А., Леонтьева А. В. — Синхронизация вращения роторов двух двигателей на упругом основании. № 10.

Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Осмехин А. Н., Горсков В. П. — Факторы, влияющие на разгерметизацию гидроопор при длительной эксплуатации. № 7.

Григорьев С. Н., Мяченков В. И., Кузин В. В. — Автоматизированная система термопрочностных расчетов керамических режущих пластин. № 11.

Гроховский Д. В. — Основы рационального конструирования муфт и их влияние на динамику соединяемых валов машинных агрегатов. № 2; Оптимальное проектирование многоступенчатых цилиндрических зубчатых редукторов. № 7.

Гроховский Д. В., Сенчурин Л. П. — О торцевом коэффициенте перекрытия в зубчатых цилиндрических передачах. № 12.

Даршт Я. А., Черняков А. А. — Моделирование многомассовых гидромеханических систем. № 4.

Демидов В. В. — Профилирование червячно-модульных фрез для корrigированных косозубых долблеков типа Феллоу. № 12.

Дьячков Е. А., Чаплыгин Э. И., Горюнов В. А. — Применение струйных дискретных элементов для управления пневматическими возвратно-поступательными механизмами. № 3.

Евсеенко И. А. — Снижение динамической нагруженности элементов в контуре циркуляции мощности планетарной коробки передач автомобиля. № 3.

Ефремов И. М., Лобанов Д. В., Лиханов А. А., Ивасиев Д. М., Фигура К. Н. — Определение реологических показателей бетонных смесей по их критериальной значимости. № 9.

Зубков Е. В., Галиуллин Л. А. — Применение гибридной нейронной сети для настройки нечетких систем при моделировании режимов испытаний ДВС. № 5.

Зяблицев В. В., Зяблицева О. В. — Условия устойчивости частиц дисперсной фазы металлической матрицы при контакте в условиях трения скольжения. № 2.

Казакевичус С. М., Становской В. В., Ремнева Т. А., Кузнеццов В. М., Бубенчиков А. М., Шербаков Н. Р. — Работоспособность эксцентриково-циклоидального зацепления при изменении межосевого расстояния колес. Модификация вершин и впадин зубьев. № 3.

Каргин П. А. — Синтез переходной кривой эвольвентных зубьев колес с несимметричными профилями. № 3; Самомотормозящийся привод с высоким КПД для грузоподъемных машин. № 5.

Киселев Е. С., Благовский О. В. — Определение остаточных напряжений в поверхностном слое деталей с учетом технологической наследственности. № 6.

Клименков Ю. С., Легаев В. П., Мойсейчик М. И. — Математическое моделирование системы автоматического управления газостатической шпиндельной опорой. № 9.

Коростелев С. А. — Влияние осевого сдвига резинового элемента шарнирного соединения гусеничного движителя на его напряжено-деформированное состояние при кручении. № 8.

- Короткин В. И., Газаев Д. А.** — Эффективные контактные напряжения на поверхностях прямых бочкообразных зубьев эвольвентных зубчатых колес. № 8; Влияние технологических отклонений осей зубчатых колес на напряженное состояние в галтели зуба эвольвентных зубчатых передач. № 9.
- Корчак Е. С.** — Определение показателей гидравлических прессов применительно к возвратному ходу и разгрузке рабочих цилиндров от давления. № 2.
- Косарев О. И.** — Контактная деформация и сжатие цилиндров. № 2.
- Косарев О. И., Бедный И. А., Мамонова М. Г.** — Снижение вибраций шевронной зубчатой передачи в их источнике. № 11.
- Кузнецов В. С., Могильников Е. В.** — Комплексный подход к моделированию зацеплений планетарной передачи 2К-Н с арочными зубьями. № 6.
- Лебедев С. В.** — Момент и осевая сила на поверхности лопасти конического винтового якоря. № 5.
- Лобанов И. Е.** — Моделирование интенсифицированного теплообмена в трубах с относительно высокими турбулизаторами. № 3.
- Максимов Ю. В., Бекаев А. А., Михайлов В. А., Кузьминский Д. Л.** — Математическое прогнозирование качества обрабатываемой поверхности детали при ударной нагрузке в начале процесса прошивания. № 5.
- Манахов П. В., Федосеев О. Б.** — Расчет пластических течений при различных температурно-скоростных условиях деформации методом конечных элементов. № 12.
- Махутов Н. А., Ушаков Б. Н., Васильев И. Е.** — Применение хрупких тензочувствительных покрытий для оценки прочности и выявления дефектов в сварных швах трубопроводов. № 2.
- Медведев Ю. А.** — Влияние разброса значений параметров гидроусилителей на динамику систем управления. № 3.
- Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** — Энергетический расчет многодвигательных электрогидравлических приводов со случайными вариациями параметров. № 1; Энергетическая обеспеченность многодвигательного электрогидравлического привода со случайными вариациями параметров. № 2; Статика многодвигательных электрогидравлических приводов систем управления. № 4; Компоновка многодвигательных соединений гидропривода. № 5; Динамика многодвигательного электрогидравлического привода систем автоматического управления. № 6; Новые программные средства многокритериального проектирования многодвигательных электрогидравлических приводов. № 7; Анализ основных направлений исследования многодвигательных электрогидравлических приводов. № 8; Новые управляющие и исполнительные устройства многодвигательных электрогидравлических приводов. № 9; Анализ результатов ресурсных испытаний многодвигательных электрогидравлических приводов со случайными вариациями параметров. № 10.
- Медведев Ю. А., Морозов В. В., Кузнецов В. П.** — Анализ результатов исследования динамических свойств многодвигательных электрогидравлических приводов. № 12.
- Мехран З. А., Мурзаханов Г. Х.** — Оценка влияния первоначальной глубины трещины на ресурс трубопроводов и резервуаров при ползучести. № 2.
- Морозов В. В., Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** — Анализ результатов исследования статистических свойств многодвигательных электрогидравлических приводов. № 11.
- Мосолов С. В., Бирюков В. И.** — Антипульсационные перегородки как средство подавления акустических колебаний в камерах жидкостных ракетных двигателей. № 11; Гидродинамические способы обеспечения устойчивости рабочего процесса в камерах сгорания жидкостных ракетных двигателей. № 12.
- Мусаев З. Н., Ханахмедова С. А.** — Стартер-генератор, конструкции и его элементы. № 5.
- Нахатакян Ф. Г.** — Об одном методе точного решения контактной задачи Герца для круговых цилиндров с параллельными осями. № 3; Контактные напряжения и деформации цилиндров при перекосе. № 10.
- Нахатакян Ф. Г., Бедный И. А., Пузакина А. К.** — Расчетная оценка контактной податливости зубчатых зацеплений. № 11.
- Никитин А. Г., Чайников К. А.** — Расчет деформации упругого цилиндрического элемента пневматического амортизатора. № 8.
- Оленев Е. А.** — Метод определения температурного режима паровозной топки. № 10.
- Олешкевич А. В., Демокритов В. Н.** — Уточнение динамического расчета механизма передвижения крановой тележки. № 4.
- Остсемин А. А.** — Предельное состояние материала по критерию развития текучести и расчет пластической зоны в вершине трещины. № 2.
- Павлович И. Л.** — Расчет гидравлических дисковых тормозных механизмов. № 6.
- Пахомов С. Н.** — Полиобкатная зубчатая передача. № 6.
- Перов А. А., Соцков Д. А.** — Технологические факторы, влияющие на повышенный износ гильз цилиндров двигателя КамАЗ. № 1.
- Плеханов Ф. И., Овсянников А. В.** — Исследование распределения нагрузки по длине ролика зубчато-роликовой планетарной передачи. № 3; Исследование нагрузочной способности планетарной передачи с внутренним зацеплением колес. № 9.
- Попов В. А.** — Методы повышения эксплуатационных свойств передач зацеплением. № 2; Модифицированная цилиндрическая эвольвентная косозубая передача внешнего зацепления с повышенными эксплуатационными свойствами. № 6.
- Порядков В. И.** — Влияние распространения нагруженности по валам трансмиссии на смещение резонансных режимов в область низких частот. № 4.
- Рогов В. А., Шкарупа М. И.** — Исследование твердости поверхностного слоя износостойкой конструкционной керамики на основе кварца после механической обработки. № 4.
- Рубин А. М.** — Расчетная модель резьбовых соединений при равномерном распределении нагрузки по виткам резьбы. № 7.
- Рыков А. А., Юрьев Г. С.** — Математическое моделирование упругих и демпфирующих характеристик стержневого элемента. № 1.
- Ряховский А. М.** — Расчет износостойкости металлических пар трения. Определение параметров работоспособности колесных пар локомотива. № 4.

- Санаев Н. К., Тынянский В. П., Алимов С. А.** — Новая конструкция всасывающего клапана газораспределительного механизма судового малоразмерного дизеля. № 12.
- Сафонов А. И.** — О развитии тормозных систем троллейбусов. № 12.
- Сергиев А. П., Ачкасов В. А., Долгих А. С., Еськов А. И.** — Основы расчета и проектирования упругих элементов виброустановок. № 12.
- Сорокин Г. М., Куракин И. Б.** — Новые критерии ранжирования сталей по механическим свойствам. № 7.
- Становской В. В., Казакевичюс С. М., Ремнева Т. А., Кузнецов В. М., Бубенчиков А. М., Щербаков Н. Р., Шмидт Й.** — Двухступенчатый редуктор на основе эксцентриково-циклоидального зацепления (зацепление ExCyGear). № 12.
- Степнов М. Н., Наумкин А. С.** — Чувствительность конструкционных материалов к концентрации напряжений в области многоцикловой усталости. № 4; Расчетные методы оценки коэффициента чувствительности конструкционных материалов к концентрации напряжений в области многоцикловой усталости. № 6.
- Сторчак Н. А., Санинский В. А., Платонова Ю. Н.** — Выбор оптимального сочетания поверхностей контакта в соосных парах трения и взаимосвязь с параметрами образованного зазора. № 5.
- Супрун А. В.** — Применение численной оптимизации в расчете автоматических разгрузочных устройств. № 7.
- Тарханов В. И.** — Расчет напряжений изгиба в болтах и шпильках. № 1.
- Терещук В. С.** — Газогенератор водорода на металлизированном топливе. № 12.
- Терновой А. В.** — Выбор эффективных параметров конечных элементов при решении плоской задачи теории упругости. № 5.
- Тишкова Н. А., Сентяков Б. А.** — Методика расчета и выбор параметров многофункциональных пневматических вихревых элементов с вращающимся завихрителем. № 8.
- Уткин В. С.** — Расчет надежности вала по прочности при ограниченной информации с использованием распределений на основе неравенства Чебышева. № 2.
- Фасхиев Х. А.** — Повышение долговечности резьбового соединения. № 9.
- Хабрат Н. И.** — Силовые взаимодействия деталей в роликовой обгонной муфте. № 7.
- Хадеев Р. Г.** — Электродвигатель с управляемыми частотой вращения и крутящим моментом. № 1.
- Цыбулько А. Е., Бахтин Д. Е., Романенко Е. А.** — Применение натурального критерия для оценки усталостной прочности деталей машин при сложном нагружении. № 1.
- Цыбулько А. Е., Киселев А. Г., Бахтин Д. Е., Романенко Е. А.** — Деформационный критерий прочности изотропных материалов при сложном напряженном состоянии. № 5.
- Цумарев Ю. А., Игнатова Е. В.** — Несущая способность паяных соединений с накладками. № 9.
- Черников А. В., Пенский О. Г.** — Математическая модель заглубления в грунт строительного элемента с платформами на воде. № 10.
- Чумаченко Е. Н., Аксенов С. А.** — Применение компьютерной системы SPLEN (Rolling) при решении задач многовариантного анализа калибровочных схем. № 7.
- Шарков О. В., Золотов И. А.** — Влияние геометрических параметров внешней обоймы на ее напряженно-деформированное состояние. № 4.
- Шин И. Г., Максудов Р. Х.** — Метод расчета глубины упрочненного дробью поверхностного слоя деталей. № 4.
- Щербаков С. А., Кульгейко М. П.** — Формализация определения схемы установки деталей на операции. № 11.
- Щетникович К. Г.** — Влияние профиля кольцевой канавки на формообразование сферической поверхности шариков при доводке. № 10.
- Юнусов Ф. С., Юнусов Р. Ф.** — Теоретическое исследование механики абразивной среды в вибрирующем контейнере. № 1; Теоретическое исследование движений абразивной массы и детали в вибрирующем контейнере. № 10.

Цикл статей

"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

- Ананьев С. П., Коротков В. А.** — Исследование износстойкости материалов крановых рельсов и колес. № 8.
- Дроздов Ю. Н., Назарова Т. И., Лукашина Н. В.** — Направления развития трибологии. Преподавание технических дисциплин с использованием достижений в области трибологии. № 3.
- Дроздов Ю. Н., Макаров В. В., Афанасьев А. В., Матвиенко И. В.** — Трение и износ элементов тепловыделяющих сборок водо-водянных энергетических реакторов. № 11.
- Дроздов Ю. Н., Пучков М. В., Осипова Е. П., Назарова Т. И., Макаров В. В., Абрамов В. В., Афанасьев А. В.** — Исследования прочности тепловыделяющей сборки атомного энергетического реактора при падении с высоты. № 8.
- Дроздов Ю. Н., Осипова Е. П., Назарова Т. И., Макаров В. В., Абрамов В. В., Афанасьев А. В., Пучков М. В.** — Исследование трения образцов оболочек твэлов и ячеек дистанционирующих решеток тепловыделяющей сборки реакторов ВВЭР. № 9.
- Дроздов Ю. Н., Осипова Е. П., Пучков В. Н., Макаров В. В., Афанасьев А. В., Гришаков А. В.** — Экспериментальное обоснование устойчивости к фrettинг-коррозии твэлов ВВЭР-440 в контакте с дистанционирующими решетками. № 10.
- Зеленко В. К., Королев В. М., Дроздов Ю. Н.** — Разрушение поверхности канала ствола снайперского оружия. № 7.
- Зюзин А. А., Казьмин Б. Н., Юрлов М. Д.** — Влияние гармонических составляющих отклонений формы поверхностей трения на инверсию контакта в подшипниках скольжения. № 12.
- Козлов А. А., Дементьева Н. Г.** — Оценки интенсивности трибоокислительного и диффузионного изнашивания контактных поверхностей инструмента при механической обработке металлов. № 3.
- Козлов А. А., Дементьева Н. Г., Соловьева О. Ю.** — Оценка интенсивности диффузионного изнашивания контактных поверхностей инструмента при механической обработке деталей. № 2.
- Козырев Ю. П., Седакова Р. Ф.** — Инженерная модель наполнителей триботехнического применения на основе полимеров с многослойной структурой дисперсного наполнителя. № 1.
- Колесников В. И., Мясникова Н. А., Волнянко Е. Н., Ермаков С. Ф., Сычёв А. П., Сычёв А. А.** — Формирование износстойких поверхностных структур тяжелонагруженных трибосопряжений при использовании смазочных

- ных материалов с наноразмерными керамическими присадками. № 5.
- Маленко П. И.** — Исследование температур на дискретных субшероховатых поверхностях при трении скольжения со смазочным материалом. № 7.
- Меделяев И. А.** — Трибомутация в узлах трения агрегатов. № 4.
- Орлов А. В.** — Влияние износа на стабильность работы шарикоподшипников. № 11.
- Павлов А. С., Березина Е. В., Годлевский В. А.** — Применение производных холестерола в качестве присадок пластичных смазочных материалов. № 6.
- Перекрестов А. П.** — Физико-химические явления в смазочной среде цилиндро-поршневой группы компрессора при коррозионно-механическом изнашивании. № 4.
- Санинский В. А., Сторчак Н. А., Синьков А. В., Платонова Ю. Н.** — Систематизация сочетаний различных форм поверхностей контакта в парах трения. № 10.
- Суслов А. Г., Медведев Д. М., Шоев А. Н.** — Энергетический подход к технологическому обеспечению износостойкости поверхностей трения деталей машин. № 10.
- Шаломов В. И.** — Экспериментальная оценка эффективности работы шпиндельных узлов металлообрабатывающих станков с частично пористыми газостатическими опорами. № 6.

В помощь конструктору и расчетчику

Иванов А. С., Муркин С. В., Ермолаев М. М., Боблак М. Н., Самсонов В. В. — Исследование и расчет резьбового соединения мотор-редуктора с рамой. № 2.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

- Базров Б. М.** — Модульный принцип построения станочного оборудования. № 11.
- Базров Б. М., Насиров Э. З., Сахаров А. В.** — Технологическая классификация станков по их назначению. № 8.
- Баранов А. В.** — Оптимизация лезвийной обработки отверстий на основе энергетических критериев. № 3
- Баранова Е. М., Баранов А. Н., Булатов Л. А.** — Вырубка рондолей из анизотропных материалов. № 4.
- Гончаров С. В.** — Исследование процессов смешивания и гомогенизации компонентов при изготовлении антифрикционных материалов. № 9.
- Горчев В. С.** — Математические основы исследования автоматических линий структуры "3×2". № 1.
- Вайнер Л. Г., Ривкин В. А.** — Вибраакустический контроль двустороннего торцевшлифования в производственных условиях. № 7.
- Ванчиков А. В., Ванчиков В. Ц.** — Метод упрочнения многослойного покрытия деталей машин. № 6; Анализ публикаций по использованию технологических возможностей управления граничным слоем жидкости. № 8.
- Декер И.** — Рациональный раскрой промышленных материалов и современные технологии. № 12.
- Денисенко А. Ф., Казакова О. Ю.** — Прогнозирование изменения формы базирующих поверхностей инструментальной системы металлорежущих станков при эксплуатации. № 5.
- Доброхотов А. В., Ананьев С. П., Васильев А. П.** — Влияние технологии упрочнения на стойкость накатных роликов. № 3.
- Дулепов Н. П., Ланшин А. И., Луковников А. В., Семенов В. Л., Харчевникова Г. Д., Фокин Д. Б., Сунцов П. С.** — Эффективность применения двухрежимного ГПВРД в составе комбинированной силовой установки авиационно-космической системы. № 8.
- Гусейнов Г. А., Мамедов Ч. М.** — Новая конструкция торцевого шлифовального круга. № 1.
- Евсеев Д. Г., Скороход А. А.** — Технологические особенности обработки рельсов торцом шлифовального круга. № 2.
- Жуков В. А.** — Энергосбережение в контурах жидкостного охлаждения энергетических и технологических установок. № 6.
- Захаров О. В.** — Теоретические основы наладки бесцентровых суперфинишных станков. № 5.
- Ивахненко А. Г., Куц В. В., Сторублев М. Л., Струков А. Н.** — Базирование звеньев формообразующих систем металлорежущих станков на ранних этапах проектирования. № 3.
- Кабалдин Ю. Г., Серый С. В.** — Оптимизация составов и функциональных свойствnanoструктурных покрытий для режущего инструмента методом функционала электронной плотности. № 5.
- Кабалдин Ю. Г., Просолович А. А., Колыхалова Е. Г., Уткин А. А.** — Наноструктурные процессы и самоорганизация при резании. № 3.
- Кобзев А. А., Легаев В. П., Генералов Л. К.** — Использование моделируемых сигналов в системах автоматического управления процессом резания. № 1.
- Колесов Н. В., Булыгин Е. В.** — Влияние геометрии резьбовых гребенок на точность резьб. № 8.
- Кошин А. А., Чаплыгин Б. А., Исаков Д. В.** — Современный подход к проектированию операций абразивной обработки. № 9; Гипотеза адекватности условий работы абразивных зерен и ее теоретическое обоснование. № 12.
- Кремень З. И., Лебедев А. И.** — Крупнопористые круги из кубического нитрида бора для бездефектного шлифования. № 9.
- Кузнецов А. П.** — Критерии подобия теплового поведения деталей и узлов металлорежущих станков. № 4; Закономерности теплового поведения металлорежущих станков. № 10.
- Легаев В. П., Генералов Л. К.** — Повышение эффективности токарной обработки на основе автоматического контроля показателей процесса резания. № 1.
- Лобанов Д. В., Янюшкин А. С.** — Влияние методов затачивания на качество твердосплавного инструмента для обработки композиционных материалов. № 3.
- Ломова О. С., Ломов С. М.** — Исследование влияния видов контакта центра и центрового отверстия на точность базирования при обработке деталей на круглошлифовальном станке. № 3.
- Макаренко К. В.** — Модель технологических процессов получения изделий из чугунов с заданными свойствами. № 6; Компьютерное моделирование и оптимизация структуры высокопрочного чугуна с шаровидным графитом. № 9.
- Максимовский Д. Е.** — Автоматизация проектирования технологических процессов на основе конструкторско-технологической параметризации. № 9.
- Меденков С. А.** — Новые марки стали — новые возможности. № 10.

Мокрицкий Б. Я. — Основы проектирования эффективной технологии изготовления режущего инструмента для конкретных условий обработки железнодорожных колес. № 8.

Николенко С. В. — Наноструктурирование поверхностности стали 35 электроискровой обработкой новыми электродными материалами на основе карбида вольфрама с добавкой нанопорошка Al_2O_3 . № 6.

Рогов В. А., Белов П. С. — Исследования демпфирующих способностей конструкций расточных токарных резцов со вставками из высоконаполненного композиционного материала. № 6.

Рубахин А. И. — Совершенствование обработки глубоких отверстий роликов МНЛЗ комбинированным инструментом. № 8.

Росляков И. Н. — К вопросу о кинетике и термодинамике поверхностных реакций при науглероживании стали. № 7.

Росляков И. Н., Рослякова Л. И., Колмыков Д. В. — Термодинамические особенности влияния кислорода на активность углеродно-карбонатных покрытий при цементации. № 3.

Рубцов Ю. В., Коннова Г. В., Щетинин В. С., Золотарева С. В. — Совершенствование конструкции механизма резания дисковой рубильной машины. № 1.

Садыхов А. И., Мурадов А. А. — Теоретическое исследование напряженно-деформированного состояния поверхности слоя азотированных втулок при алмазном выглаживании. № 3.

Тополянский П. А., Тополянский А. П., Соснин Н. А., Ермаков С. А. — Формирование нанопокрытия на деталях трубопроводной арматуры путем финишного плазменного упрочнения. № 2.

Тюрин А. Н. — Исследование неравномерности снятия припуска при суперфинишной обработке деталей. № 5; Исследование зависимости энергии резания от технологических параметров при суперфинишной обработке деталей. № 7.

Фатюхин Д. С. — Ультразвуковая очистка, неповреждающая поверхности изделий. № 9.

Хорев А. И. — Фундаментальные исследования легирования титановых сплавов редкоземельными элементами. № 11; Фундаментальные и прикладные работы по термической и термомеханической обработке титановых сплавов. № 12.

Чаплыгин Б. А., Исаков Д. В. — Информационное обеспечение проектирования абразивной обработки на основе системных испытаний шлифовальных кругов. № 11.

Чернявский Д. И., Ластовский П. Н. — Компенсация износа резца при токарной обработке тонкостенных деталей вращения. № 6.

Чернявский Д. И., Чернявская Д. Д. — Использование ударных механизмов в нанотехнологии. № 7.

Юнусов Ф. С., Юнусов Р. Ф. — Исследование закономерности съема металла при полусвободном шлифовании. Интенсивность съема металла. № 7.

Юркевич В. В. — Влияние теплового смещения оси шпинделя токарного станка на точность обрабатываемых деталей. № 10; Измерение силы резания на основе траектории формообразования. № 11.

Обработка материалов без снятия стружки

Бекаев А. А., Михайлов В. А., Кузминский Д. Л. — Зависимость параметров качества и точности отверстия обрабатываемой детали при прошивании от соответствующих параметров отверстия заготовки. № 4.

Воронцов А. Л. — Повышение точности описания процессов обработки давлением путем учета упругих деформаций инструмента. № 11.

Ганиева В. Р., Жеребцов Ю. М., Еникеев Ф. У. — Влияние порогового напряжения на технологические параметры сверхпластической формовки круглой мембранны. № 8.

Зинин М. А., Гаврилов С. А., Щедрин А. В., Гаркунов Д. Н. — Влияние металлоплакирующей присадки Валена на показатели комбинированной обработки. № 9.

Кутанов С. В. — Экспериментальное определение деформаций и механических свойств деталей, получаемых методами пластического формоизменения. № 12.

Щедрин А. В., Бекаев А. А., Гаркунов Д. Н., Мельников Э. А., Гаврилюк В. С. — Расширение возможностей комбинированного волочения инструментом с регулярной микрогеометрией путем применения металлоплакирующих присадок. № 4.

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

Вайнер Л. Г. — Определение параметров технологического пространства при двусторонней торцевшлифовальной обработке. № 12.

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 5. Общий математический аппарат теплофизики резания. Часть 2. № 1; Часть 3. № 2.

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 6. Определение температурных полей и контактных температур при резании материалов. Часть 1. № 3; Часть 2. № 4; Часть 3. № 5.

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 7. Примеры практических расчетов температуры резания. Часть 1. № 6; Часть 2. № 7; Часть 3. № 8.

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 8. Определение режимов резания, оптимальных по стойкости инструмента. № 9.

Гузеев В. И., Пименов Д. Ю. — Математическое моделирование силы резания при торцевом фрезеровании с учетом износа инструмента. № 10.

Емельянов С. Г., Яцун Е. И., Ремнев А. И., Швец С. В. — Механизм стружкозавивания при резании металлов. № 7.

Кабалдин Ю. Г., Серый С. В., Уткин А. А. — Физические основы разработок наноструктурных покрытий для режущего инструмента. № 11.

Кузин В. В. — Микроструктурная модель керамической режущей пластины. № 5.

Кузин В. В., Мяченков В. И. — Математическая модель напряженно-деформированного состояния керамической режущей пластины. № 10.

Пименов Д. Ю., Гузеев В. И., Кошин А. А. — Математическое моделирование упругих перемещений технологической системы при торцевом фрезеровании с учетом износа инструмента. № 11.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Белозерский А. Ю. — Анализ современных тенденций к разработке и применению специфически отраслевых методов управления рисками на металлургических предприятиях. № 3.

Вишнякова О. М., Гусева Т. И. — Методическое обеспечение оценки эффективности реструктуризации предприятия в условиях неопределенности и риска. № 3.

Волкова Е. М., Змиевский В. И. — Выпуск некачественной продукции станет дорогим удовольствием. № 11.

Ганина Г. Э. — Концептуальные основы управления производственно-технологической устойчивостью предприятия. № 9.

Ежов Г. П. — Методы оценки эффективности инновационно-инвестиционных проектов на промышленных предприятиях. № 1.

Желобанов С. С. — Планирование переналадки высокопрозводительного оборудования в условиях мелкосерийного производства. № 5.

Змиевский В. И. — Рекомендации по оценке качества технологических процессов при аудите систем менеджмента качества предприятий. № 2; Основы создания Федеральной службы по аккредитации в России и рекомендации по использованию опыта других стран. № 7.

Ивашов Е. Н., Васин В. А., Степанчиков С. В. — Значение общенациональных методов познания в нанотехнологии. № 4.

Крамаренко Е. И., Лисин А. Н., Мозалев В. В. — Оптимизация комплекса показателей надежности, стоимости и ресурса авиационных агрегатов на этапе изготовления полуфабрикатов. № 8.

Меденков С. А. — О некоторых положительных аспектах влияния мирового финансового кризиса на развитие черной металлургии и машиностроения России. № 5.

Мочулаев В. Е. — Энергетический подход к формированию показателей технологических систем. № 10.

Омельченко И. Н., Максименко Н. Ю. — Анализ подходов к построению и реализации систем менеджмента качества. № 1.

Петрушин С. И., Губайдуллина Р. Х. — Определение оптимальной программы выпуска изделий машиностроения. № 2; Оптимизация перехода на производство новой продукции в машиностроении. № 12

Сидоров В. М. — Повышение производительности оборудования — путь к устойчивому развитию предприятия. № 5.

Ступников В. П., Дубровский В. А., Подвояцкая Н. И. — Современные проблемы энергоэффективности в машиностроении. № 1.

Федоров В. К., Архипцев С. А. — Кооперация как фактор снижения рисков возникновения незавершенного производства в машиностроении. № 7.

Федоров В. К., Гвоздарев Р. С. — Причины корректировки документации и внесения изменений в производство продукции машиностроения. № 8.

Феофилов Н. Д., Скрябин В. Н., Мацкевич А. В. — Технико-экономические аспекты процесса зубофрезерования цилиндрических колес. № 5; Влияния подналадок и передвижек фрезы на показатели процесса зубофрезерования. № 6.

Черепанова Е. В., Ершова И. В. — Формирование эффективной амортизационной политики промышленного предприятия. № 11.

Проблемы промышленной экологии

Шайхиев И. Г., Батыршин Р. Т., Осипов П. О. — Очистка отработанных СОЖ с использованием мембранных технологий на ОАО "КАМАЗ". № 2.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Алиев А. А. — Унификация металлических материалов, применяемых для изготовления однотипных деталей автомобильного электрооборудования. № 10; Низкоуглеродистая сталь для магнитопроводов автомобильного транспорта. № 11.

Аскаров Е. С. — Повышение эффективности работы ветровой энергетической установки малой мощности. № 2.

Вэнчжэ Ян — Создание системы дистанционного управления крепью. № 1.

Дмитриев В. Я., Комаишко С. Г., Кулик Г. Н., Моисей М. В., Суздаль К. В., Тонконог А. Ю. — Капитальный ремонт автоклавного реактора для изготовления полиэтилена высокого давления. № 1.

Жуков В. А. — Комплексный критерий совершенства систем жидкостного охлаждения энергетических установок и технологического оборудования. № 12.

Колотов Ю. В. — Отечественные бесшаблонные штамповочные молоты. № 3; Устройство для испытаний бесшаблонного молота с гидравлическим механизмом связи. № 4.

Кушнир А. П. — Механизм прохождения загрязнений через бесконтактные уплотнения при остановке вращения шпинделя. № 1.

Ларин П. А., Каракулов М. Н. — Пути совершенствования стендов для испытаний механических редукторов. № 5.

Мамити Г. И., Плиев С. Х., Тедеев В. Б. — Устойчивость трицикла в повороте с учетом крена кузова. № 6; Устойчивость двухосного автомобиля в повороте. № 9.

Максимов Е. А. — Новый валковый узел прокатного стана с регулированием образующей бочек рабочих валков в горизонтальной плоскости. № 3.

Носкова А. В., Тимохина З. К. — Биозащита эмульсий смазочно-охлаждающих жидкостей. № 6.

Соколов В. Ф., Скрипкин С. П. — Преимущества приводных цепей с открытыми самоустанавливающимися телами качения. № 8.

Ташлицкий Н. И. — Гипотезы теории изнашивания твердосплавного режущего инструмента. № 4; Эрозия рабочих лопаток последней ступени влажно-паровой турбины. № 11.

Трембовельский Л. Г. — Технико-экономическая эффективность автомобилей ЗИЛ-4331 при эксплуатации в тропическом климате. № 8.

Трембовельский Л. Г., Куввид Р. П. — Комплексная оценка топливно-скоростных характеристик и производительности автотранспортных средств. № 7.

Шигин А. О. — Основные принципы адаптивной системы подачи рабочих органов буровых станков. № 5.

Халилов А. М., Гасанов В. И. — Структурный и кинематический анализ и синтез рычажного механизма. № 12.

Иванов А. Н. — Выставки: "Химмаш, насосы—2010". № 3; "Термообработка — 2010". № 5; "Термообработка—2010". № 7; 12-й Международный форум "Высокие технологии XXI века". № 9. Международная специализированная выставка "Металлообработка — 2011". № 11.

Третий международный форум "Exporpriority — 2011". № 7.