ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

9

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 "Аллертон Пресс" (США)

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

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Плеханов Ф. И., Овсянников А. В. — Исследование нагрузочной способности планетарной передачи с внутренним зацеплением колес 3

Медведев Ю. А., Кузнецов В. П. — Новые управляющие и исполнительные устройства многодвигательных электрогидравлических приводов 6

Короткин В. И., Газзаев Д. А. — Влияние технологических отклонений осей зубчатых колес на напряженное состояние в галтели зуба эвольвентных зубчатых передач 12

Воробьев И. А. — Повышение ресурса железнодорожных рельсов 16

Афонин С. М. — Решение матричных уравнений в задачах электроупругости для многослойных двигателей нано- и микроперемещений 20

Фасхиев Х. А. — Повышение долговечности резьбового соединения 25

Бровман Т. В. — Утилизация изношенных транспортных средств 30

Бондарева Г. И. — Обоснование перераспределения остаточных напряжений в плазменно-напыленных покрытиях 32

Клименков Ю. С., Легаев В. П., Мойсеянчик М. И. — Математическое моделирование системы автоматического управления газостатической шпиндельной опорой 35

Цумарев Ю. А., Игнатова Е. В. — Несущая способность паяных соединений с накладками 41

Ефремов И. М., Лобанов Д. В., Лиханов А. А., Ивасиив Д. М., Фигура К. Н. — Определение реологических показателей бетонных смесей по их критериальной значимости 44

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

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 реактора ВВЭР 49

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Фатюхин Д. С. — Ультразвуковая очистка, неповреждающая поверхности изделий 53

Кошин А. А., Чаплыгин Б. А., Исаков Д. В. — Современный подход к проектированию операций абразивной обработки 57

Кремень З. И., Лебедев А. И. — Крупнопористые круги из кубического нитрида бора для бездефектного шлифования 61

Максимовский Д. Е. — Автоматизация проектирования технологических процессов на основе конструкторско-технологической параметризации 63

Гончаров С. В. — Исследование процессов смешивания и гомогенизации компонентов при изготовлении антифрикционных материалов 66

Макаренко К. В. — Компьютерное моделирование и оптимизация структуры высокопрочного чугуна с шаровидным графитом 69

Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»

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 74

Обработка материала без снятия стружки

Зинин М. А., Гаврилов С. А., Щедрин А. В., Гаркунов Д. Н. — Влияние металлоплакирующей присадки Валена на показатели комбинированной обработки . . 77

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Ганина Г. Э. — Концептуальные основы управления производственно-технологической устойчивостью предприятия 81

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Мамити Г. И., Плиев С. Х., Тедеев В. Б. — Устойчивость двухосного автомобиля в повороте 85

12-й Международный форум "Высокие технологии XXI века" 87

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Plekhanov F. I., Ovsyannikov A. V. — Load-carrying capacity of the planetary gear with internal toothing

Medvedev Yu. A., Kuznetsov V. P. — New control and execution units for multi-motor electrohydraulic drives

Korotkin V. I., Gazzaev D. A. — Influence of technological deviations of the tooth-wheels axes on the stress state in the tooth fillet of involute gears

Vorob'ev I. A. — Enhancement of the railway resource

Afonin S. M. — Solution of matrix equations in the electro-elasticity problems for multilayered engines of nano- and micro-displacements

Faskhiev Kh. A. — The longevity enhancement of the threaded connection

Brovman T. V. — Utilization of the worn-out transport facilities

Bondareva G. I. — Justification of the residual stresses redistribution in the melted plasma-sprayed coatings

Klimenkov Yu. S., Legaev V. P., Moiiseyanchik M. I. — Mathematical modeling of the automatic control system for the gas-static spindle support

Tsumarev Yu. A., Ignatova E. V. — Carrying capacity of soldered joints with cover plates

Efremov I. M., Lobanov D. V., Likhanov A. A., Ivasiiv D. M., Figura K. N. — Determination of rheological parameters of concrete mixtures regarding their criterion significance

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

Drozdov Yu. N., Osipova E. P., Nazarova T. I., Makarov V. V., Abramov V. V., Afanas'ev A. V., Puchkov M. V. — Study of friction of the cladding samples of fuel elements and cells of spacing grids of the water-moderated reactor fuel assemblies

MANUFACTURING ENGINEERING

Fatyukhin D. S. — Ultrasonic cleaning without damage of the detail's surface

Koshin A. A., Chaplygin B. A., Isakov D. V. — Modern approach to the design of abrasive machining operations

Kremen Z. I., Lebedev A. I. — The coarse-pored grinding wheels of boron nitride for the defect-free grinding

Maksimovsky D. E. — Automation of the manufacturing processes design based on the engineering and design parameterization

Goncharov S. V. — Study of the mixing and homogenization processes of components in the production of antifriction materials

Makarenko K. V. — Computer simulation and optimization structure of high-strength cast iron with ball-shape graphite

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

Vorontsov A. L., Sultan-zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I. — Development of a new theory of thermal cutting processes. 8. Determination of optimal cutting conditions regarding the tool life

Chipless materials working

Zinin M. A., Gavrilov S. A., Shchedrin A. V., Garkunov D. N. — Effect of the metal-cladding additive Valen's on the combined treatment performance

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Ganina G. E. — Conceptual framework for management of industrial and technological stability of the enterprise

TECHNICAL INFORMATION

Mamiti G. I., Pliev S. Kh., Tedeev V. B. — Stability of a biaxial vehicle in a turn

12-th International Forum "Hi-Tech of XXI cetury"

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 02.07.2011. Подписано в печать 16.08.2011.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 11,93. Заказ 627.

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.

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2011

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.833.6

Ф. И. ПЛЕХАНОВ, д-р техн. наук, А. В. ОВСЯННИКОВ (Глазовский инженерно-экономический институт), e-mail: gfi@gfi.edu.ru

Исследование нагрузочной способности планетарной передачи с внутренним зацеплением колес

Предложен аналитический метод определения нагрузочной способности планетарной передачи с внутренним зацеплением колес, основанный на решении уравнений совместности перемещений сопрягаемых зубьев.

Ключевые слова: планетарная передача, внутреннее зацепление, нормальная погонная нагрузка, изгибная прочность, нагрузочная способность.

An analytical method for determination the load capacity of a planetary gear with internal toothing, based on the solution of equations of the displacements compatibility of the conjugated teeth is proposed.

Keywords: planetary gear, internal toothing, the normal load per unit length, bending resistance, load-carrying capacity.

Планетарные передачи с ведущим эксцентриковым водилом и малой разницей чисел зубьев колес (Δz) обладают высокой нагрузочной способностью, большим передаточным отношением i в одной ступени, сравнительно малыми потерями мощности на трение. По классификации проф. В. Н. Кудрявцева [1] к таким передачам относятся передачи типов 2K-H и K-H-V. Последние наиболее эффективны из-за возможности выполнения их с двумя-тремя параллельно расположенными сателлитами. Одна из таких конструкций приведена на рис. 1 [2]. Передача содержит эксцентриковое водило *1*, два одинаковых сателлита *2* с внешними зубьями, неподвижное центральное колесо *3* с внутренними зубьями и механизм передачи момента от сателлитов к ведомому валу, состоящий из жестко связанных с выходным валом дисков *4—6* и роликов *7*, расположенных в отверстиях сателлитов и дисков. В процессе работы планетарного механизма ролики перекатываются по цилиндрическим поверхностям сопрягаемых с ними деталей, чем обеспечивается высокий КПД.

В указанной передаче профили зубьев колес имеют большой приведенный радиус кривизны, что гарантирует высокую контактную прочность зацеплений. Поэтому при проектировании привода следует прежде всего рассчитывать зубья сателлитов на изгибную прочность (в указанных передачах угол зацепления превышает 20°, а следовательно, коэффициент смещения исходного контура сателлита меньше аналогичного коэффициента центрального колеса, что отрицательно сказывается на прочности сателлита).

Из общеизвестной формулы расчета эвольвентного зуба колеса на изгибную прочность определим нормальную допустимую погонную нагрузку на зуб сателлита:

$$\omega_0 = \frac{\sigma^0_{F\lim b} m K_{FL} K_{FC} K_y}{S_F Y_F K_F \cos\alpha}, \qquad (1)$$

где $\sigma^0_{F\lim b}$ — предел изгибной выносливости; S_F — коэффициент запаса прочности; K_{FL} — коэффициент долговечности; Y_F — коэффициент формы зуба; α — угол профиля исходного контура; K_F — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, неравномерность распределения нагрузки по сателлитам и длине зуба; m — модуль зацепления; K_{FC} — коэффициент, учитывающий двустороннее приложение нагрузки; K_y — коэффициент, учитывающий механическую и термическую обработку зубьев, модуль и размеры колеса.

В зацеплении колес с малым значением Δz зазоры между зубьями небольшие, при приложении момента зубья деформируются, зазоры выбираются, и нагрузку несут одновременно несколько пар зубьев. Выражение (1) относится к наиболее нагруженной паре. В связи с этим для определения

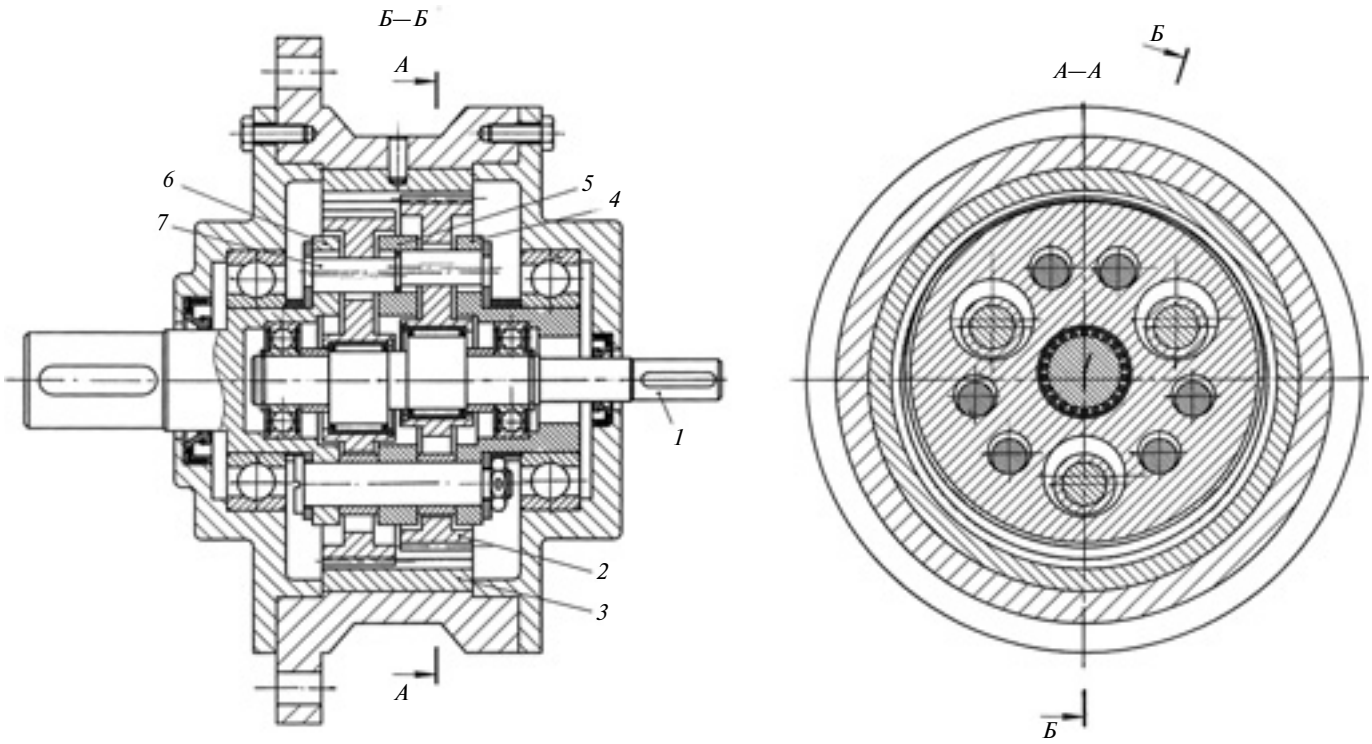


Рис. 1. Зубчато-роликовая планетарная передача с внутренним зацеплением колес и малой разницей чисел их зубьев

нагрузочной способности передачи следует найти число пар сопрягаемых зубьев и их нагрузку. Для этого используем уравнения совместности перемещений, учитывая, что $\omega_0 = c\delta$:

$$\left.\begin{aligned}
&\omega_{i=1} = \omega_0 - c\Delta_{i=1};\\
&\omega_{j=1} = \omega_0 - c\Delta_{j=1};\\
&\vdots\\
&\omega_{i=n} = \omega_0 - c\Delta_{i=n};\\
&\omega_{j=k} = \omega_0 - c\Delta_{j=k};\\
&n_w\left(\omega_0 + \sum_{i=1}^{n}\omega_i + \sum_{j=1}^{k}\omega_j\right) = \frac{2T_g}{b_w d_{bg}}.
\end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Здесь Δ_i — зазор в i-й паре зубьев справа от пары контактирующих зубьев при отсутствии вращающего момента T_g на тихоходном валу; Δ_j — то же в j-й паре слева от контактирующих зубьев; δ — перемещение, обусловленное деформацией наиболее нагруженной пары; c — жесткость пары зацепляющихся зубьев ($c = 0{,}075E$ [3], где E — модуль упругости первого рода); ω_i и ω_j — нормальная погонная нагрузка в соответствующей паре зубьев при наличии момента на тихоходном валу; b_w — ширина венца одного сателлита; d_{bg} — диаметр основной окружности сателлита; n и k — число контактирующих пар зубьев соответственно справа и слева от наиболее нагруженной пары; n_w — число сателлитов.

Зазоры в зацеплении определяются в соответствии с рис. 2:

$$\Delta_i = (R_{ei}\sin\nu_{ei} - r_{ag}\sin\nu_{gi})\cos(\alpha_{ag} - \nu_{gi});$$

$$\Delta_j = (R_{gj}\sin\nu_{gj} - r_{ae}\sin\nu_{ej})\cos(\alpha_{ae} + \nu_{ej}),$$

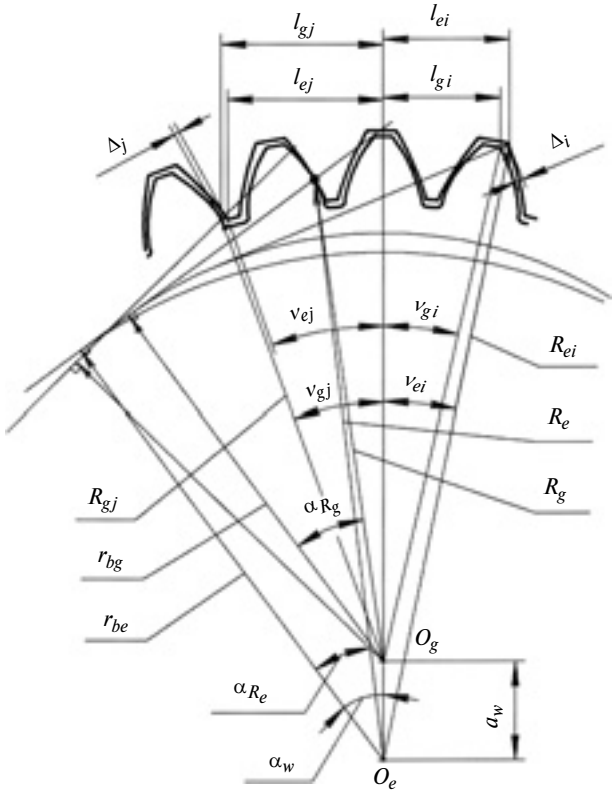


Рис. 2. Внутреннее эвольвентное зацепление колес

где r_{ag} и r_{ae} — радиусы окружностей выступов сателлита и неподвижного колеса, α_{ag} и α_{ae} — соответствующие им углы профилей зубьев; R_{gj} и R_{ei} — радиус-векторы точек контакта зубьев сателлита и колеса при выбранных под нагрузкой зазорах, ν_{ej} и ν_{gi} — соответствующие им углы.

Из уравнений (2) с учетом равенства (1) найдем допустимый момент на выходном валу передачи:

$$T_g = VE\frac{\left(\bar{\omega}_0 + \sum\limits_{i=1}^{n}\bar{\omega}_i + \sum\limits_{j=1}^{k}\bar{\omega}_j\right) i\cos\alpha}{0{,}5\pi\Delta z(i+1)^2} =$$

$$= VE\frac{\left(\bar{\omega}_0 + \sum\limits_{i=1}^{n}\bar{\omega}_i + \sum\limits_{j=1}^{k}\bar{\omega}_j\right) z_g\cos\alpha}{0{,}5\pi(z_g+\Delta z)^2}, \qquad (3)$$

где z_g — число зубьев сателлита; $V = b_w n_w \pi d_e^2/4$ — объем рабочей части зубчатых колес (d_e — диаметр делительной окружности неподвижного центрального колеса); $\bar{\omega}_0$, $\bar{\omega}_i$, $\bar{\omega}_j$ — нормальная погонная нагрузка в соответствующих парах зубьев, отнесенная к mE.

Зависимости (рис. 3, *а*) относительного момента $T^* = T_g \cdot 10^6/(VE)$ от z_g и разности чисел зубьев колес ($\Delta z = z_e - z_g$) построены для передачи, рассчитанной на длительный срок службы при реверсивной нагрузке и при $S_F = 1{,}7$, $K_y = 1$, $K_F = 2$, $n_w = 2$; материал сателлитов — легированная сталь, подвергнутая объемной закалке с применением средств против обезуглероживания; твердость поверхностей зубьев 45÷55 *HRC*. Угол зацепления α_w и глубину h_w захода зубьев принимали из условий отсутствия интерференции их профилей и обеспечения торцевого коэффициента перекрытия $\varepsilon \geqslant 1{,}15$: $36° \leqslant \alpha_w \leqslant 48°$ (меньшее значение для $\Delta z = 5$), $h_w/m = 1{,}6 \div 2$ (меньшее значение для $\Delta z = 2$).

При высокой степени точности изготовления передачи и/или при наличии в конструкции самоустанавливающихся звеньев неравномерность распределения нагрузки в зацеплениях передачи невелика, что позволяет снизить входящий в формулу (1) коэффициент K_F. Зависимости $T^* = f(\Delta z, z_g)$ при $K_F = 1{,}5$ приведены на рис. 3, *б*.

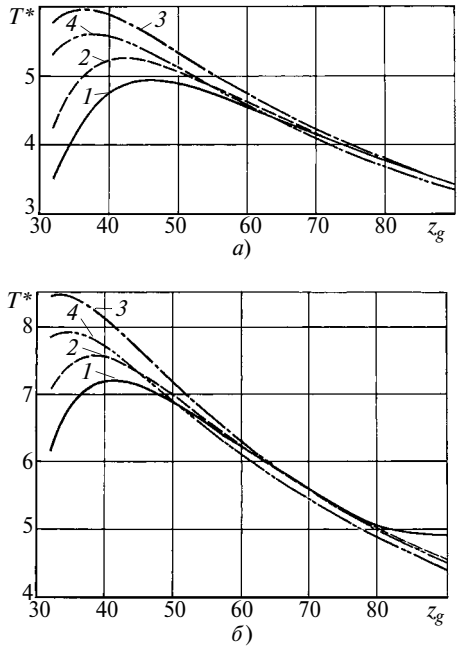


Рис. 3. Зависимости относительного вращающего момента T^* на тихоходном валу передачи от числа зубьев z_g сателлита при $K_F = 2$ (*а*); 1,5 (*б*) и $\Delta z = 2$ (*1*); 3 (*2*); 4 (*3*); 5 (*4*)

При рациональных значениях чисел зубьев колес ($38 \leqslant z_g \leqslant 45$, $2 \leqslant \Delta z \leqslant 3$) увеличение относительной допустимой погонной нагрузки $\bar{\omega}_0$ на 30 % (с $190 \cdot 10^{-6}$ до $250 \cdot 10^{-6}$) ведет к увеличению нагрузочной способности передачи на 40÷55 % (большее значение при $z_g = 38$, $\Delta z = 2$, меньшее — при $z_g = 45$, $\Delta z = 3$), что связано с перераспределением сил в многопарном зацеплении (как следует из расчетов, в зацеплении одновременно находятся от двух до пяти пар зубьев).

Выполненное исследование позволяет оценить несущую способность зубчатой планетарной передачи, подобрать необходимые для реализации требуемого передаточного отношения числа зубьев колес и рационально спроектировать механизм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н., Гинзбург Е. Г.** Планетарные передачи: Справочник. Л.: Машиностроение, 1977. 563 с.
2. **Пат. 2402709 Рос.Федерации:** МПК F16H 1/32. Планетарная передача.
3. **Айрапетов Э. Л., Генкин М. Д., Ряснов Ю. А.** Статика зубчатых передач. М.: Наука, 1983. 143 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописи опубликованы на 3-й полосе обложки журнала "Вестник машиностроения" № 2 за 2010 г.

УДК 62-82/-83

Ю. А. МЕДВЕДЕВ, В. П. КУЗНЕЦОВ, кандидаты технических наук (Владимирский ГУ),
e-mail: medvedev@vladggu.ru

Новые управляющие и исполнительные устройства многодвигательных электрогидравлических приводов

Показана перспективность применения гидромеханических исполнительных устройств с элементами механического дифференциала и двумя гидродвигателями. Разработаны двухканальные электрогидравлические усилители мощности типа "сопло—заслонка". Предложен двухдвигательный электрогидравлический привод с дополнительными гидрораспределителями для компенсации взаимонагружения. Разработаны две конструкции гидравлического исполнительного механизма, в одной из которых функции водила выполняет полый выходной вал.

Ключевые слова: электрогидравлический привод, проектирование, полый вал, взаимонагружение.

The prospects of use of hydro-mechanical actuators with elements of mechanical differential and two hydraulic engines are shown. The two-channel electro-hydraulic power amplifiers of the "nozzle-flapper" type have been designed. The twin-engine electro-hydraulic drive with additional hydro-distributors for the mutual loading compensation is proposed. Two designs of the hydraulic actuator have been developed, in one of which a hollow output shaft act as a spider.

Keywords: electro-hydraulic drive, design, hollow shaft, mutual loading.

В настоящее время широко распространены двухканальные дифференциальные приводы, в которых силовое взаимодействие двигателей с нагрузкой осуществляется через механический дифференциал. Простейший исполнительный механизм этого типа может содержать, например, два гидродвигателя, связанных с нагрузкой через силовой дифференциальный редуктор. Известные двухдвигательные следящие гидроприводы с силовым дифференциалом [1], позволяющие получить высокую точность благодаря особым свойствам силовой части, нуждаются в совершенствовании исполнительных устройств.

Перспективны разработка и конструирование гидромеханических исполнительных устройств, в которых элементы дифференциала и гидродвигателей скомпонованы в единой конструкции [2, 3], что позволяет упростить кинематические связи дифференциала, снизить металлоемкость изделия, уменьшить габаритные размеры и массу конструкции в результате рациональной компоновки элементов при одновременном улучшении регулировочных свойств привода.

Рассматриваемый двухканальный электрогидравлический привод (ЭГП) (рис. 1) имеет компактный исполнительный механизм, построенный на основе известной структуры: два двигателя — механический дифференциал — нагрузка, который управляется специальным электрогидравлическим усилителем (ЭГУ) типа "сопло — заслонка" с распределительными золотниками на два канала регулирования расхода жидкости [4, 5].

Двухканальные функциональные устройства гидропривода

ЭГУ типа "сопло — заслонка" широко применяются в гидроприводах с дроссельным регулированием [6]. Использование различных обратных связей в этих усилителях обеспечивает надежное управление, однако при двухканальном регулировании гидропривода приходится устанавливать два одинаковых ЭГУ. Недостатком известных ЭГУ является ограниченность функциональных возможностей из-за отсутствия связи между двумя золотниковыми распределителями при управлении двухдвигательным гидроприводом.

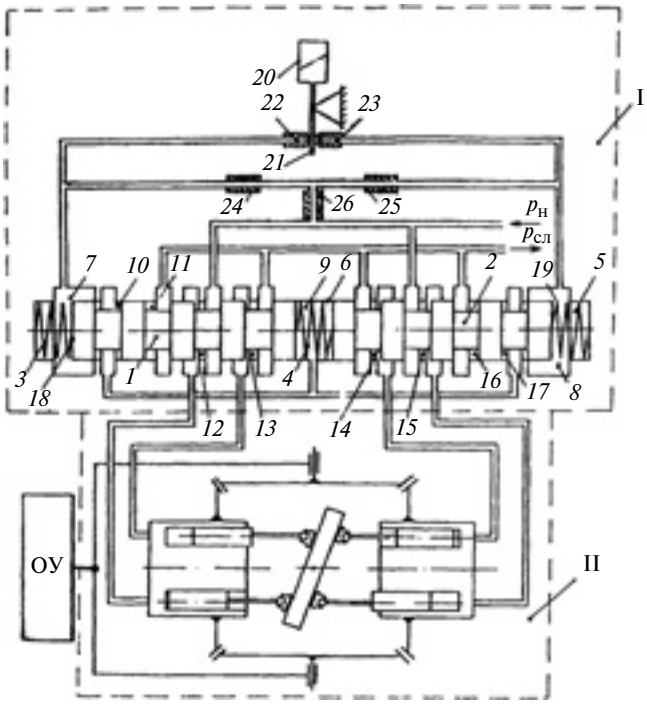


Рис. 1. Кинематическая схема дифференциального электрогидравлического привода:
I — блок регулирующего устройства, II — блок исполнительного механизма

Управляющие устройства

ЭГУ на два канала регулирования [4] (см. рис. 1, блок I) имеет два золотниковых распределителя, состоящих из пятипоясковых золотников *1* и *2*, поджатых пружинами *3—5* равной жесткости и установленных во втулке *6* с образованием двух крайних торцевых полостей *7*, *8* и центральной торцевой полости *9*, а также восьми промежуточных камер *10—17*, каждая из которых ограничена двумя поясками одного и того же золотника. При этом крайняя торцевая полость *7* золотника *1* связана с центральной торцевой полостью *9* через ближайшую к ней промежуточную камеру *10*, а крайняя торцевая полость *8* золотника *2* — через ближайшую к ней промежуточную камеру *17*. Промежуточные камеры *17* и *16* соединены со сливом, каждая из промежуточных камер *12* и *15* — с источником рабочей жидкости и одной из полостей гидромеханического исполнительного устройства (блок II), а каждая из промежуточных камер *13* и *14* — со сливом $p_{сл}$ и другой полостью исполнительного механизма.

Задающее устройство для формирования сигналов управления на торцах *18* и *19* золотников *1* и *2* выполнено в виде элемента "сопло — заслонка", имеющего электромеханический преобразователь (ЭМП) *20*, заслонку *21*, сопла *22* и *23*, подключенные к полостям *7* и *8* и через дроссели *24* и *25* — к выходу дросселя *26*, связанного с источником рабочей жидкости.

Недостаток этого двухканального ЭГУ — низкий коэффициент усиления из-за малого перепада давлений для формирования сигнала управления на торцах золотниковых распределителей, что снижает его функциональное быстродействие.

С целью повышения быстродействия была предложена усовершенствованная схема усилителя [5] (рис. 2), отличающаяся тем, что ЭГУ снабжен двумя двухпоясковыми золотниками *24* и *25*, свободно установленными во втулках, которые выполнены как одно целое с соплами *26* и *27* задающего устройства и образуют сопловые камеры *28—31*, связанные с источником рабочей жидкости и сливом.

В управляющем устройстве (см. рис. 1, блок I) перепад давлений в камерах под торцами пятипоясковых распределительных золотников *1* и *2* создается изменением гидравлических сопротивлений сопел при смещении заслонки в зависимости от сигнала управления, поступающего на ЭМП, а в усовершенствованном ЭГУ (см. рис. 2) этот перепад давлений дополнительно возрастает из-за пе-

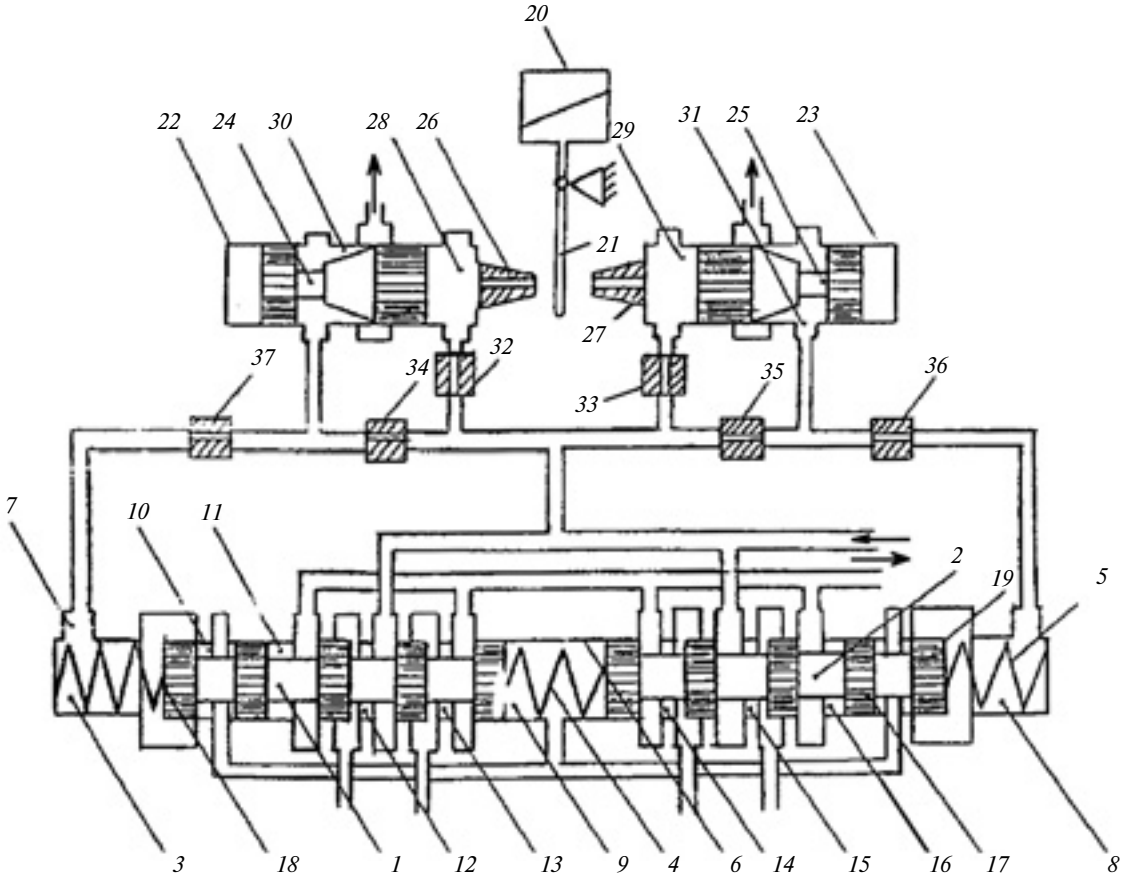


Рис. 2. Принципиальная схема двухканального ЭГУ:
3—5 — пружины равной жесткости; *6* — втулка; *10*, *11*, *16* — промежуточные камеры; *18*, *19* — торцы золотников; *22*, *23* — переменные золотниковые дроссели

рекрытия выпускных окон двухпоясковыми золотниками, т. е. вследствие увеличения коэффициента усиления по давлению в задающем устройстве "сопло—заслонка". Постоянные дроссели *34—37* (см. рис. 2) являются гидравлическими делителями давлений и служат для изменения коэффициента усиления гидроусилителя. Увеличение или уменьшение давления в камерах *7* или *8* происходит в результате двухступенчатого усиления: перемещение заслонки создает давление первой ступени в сопловых камерах *28* и *29*, перемещение двухпоясковых золотников *24* и *25* с переменными дросселями *22* и *23* — давление второй ступени, т. е. в камерах *7* и *8*. Таким образом, повышение давления между камерами *7* и *8* увеличивает скорость перемещения золотников *1* и *2*, которая может быть любой в пределах рабочего диапазона, определяемого давлением источника питания, т. е. усовершенствованный ЭГУ обладает большим быстродействием.

Он работает следующим образом. В исходном положении, когда отсутствует сигнал управления на входе ЭМП *20*, золотники *1* и *2* неподвижны. Рабочая жидкость от источника питания поступает к постоянным дросселям *32—35* и через сопловые камеры *28* и *29* к соплам *26* и *27*, а через камеры *30* и *31* между поясками золотников *24* и *25* — на слив. Одновременно от источника питания рабочая жидкость поступает через промежуточные камеры *12* и *15* распределительных золотников *1* и *2* к гидродвигателям (не показаны) и через промежуточные камеры *13* и *14* — на слив. При среднем положении заслонки *21* давления в торцевых полостях одинаковы и их значения определяются соотношением гидравлических сопротивлений в полостях *32—37* и переменных дросселях *24—27*.

При подаче сигнала управления на ЭМП *20* заслонка *21* отклоняется — изменяются расстояния между соплами и заслонкой и давления в сопловых камерах *28* и *29*, смещая золотники *24* и *25* в ту или иную сторону в зависимости от знака сигнала управления. Пропускная способность выпускных окон камер *30* и *31* меняется, что создает перепад давления жидкости в торцевых камерах *7* и *8*, смещающий золотники *1* и *2*. Если, например, заслонка *21* переместилась влево, то давление в камере *28* возрастает, а в камере *29* уменьшается, поэтому золотники *24* и *25* начинают перемещаться влево, при этом золотник *24* прикрывает дросселирующее окно камеры *30*, а золотник *25* приоткрывает дросселирующее окно камеры *31*, что приводит к быстрому увеличению давления перед постоянным дросселем *37* и, соответственно, в торцевой камере *7*, а также к быстрому уменьшению давления перед постоянным дросселем *36* и, соответственно, в торцевой камере *8*. Золотники *1* и *2* начинают перемещаться в сторону меньшего давления. В момент начала перемещения золотников *1* и *2* центральная полость *9* втулки *6*, в которой размещена пружина *4*, соединяется через промежуточную камеру *17* с камерой *8*. Золотник *2* перемещается на величину, пропорциональную сжатию одной пружины (5), а золотник *1* — на величину, пропорциональную сжатию двух пружин (*4* и *5*) одинаковой жесткости, т. е. перемещение золотника *1* вдвое больше перемещения золотника *2*.

При изменении сигнала управления от нуля до максимального значения гидравлическая проводимость перемещающегося золотника *1* уменьшается до нуля, а затем возрастает до первоначального значения, поэтому расход жидкости через промежуточные камеры *12* и *13* сначала уменьшается до нуля, затем золотник реверсируется и расход возрастает до максимального значения. В этом же случае при перемещении золотника *2* расход рабочей жидкости через промежуточные камеры *14* и *15* не изменяется, так как при максимальном перемещении золотника *2* проводимость остается прежней, а максимальный расход через камеры *14* и *15* определяется только предельным давлением источника питания.

При подаче на вход ЭМП *20* сигнала управления другой полярности формирование управляющего сигнала на торцах золотников *1* и *2* осуществляется аналогично. В этом случае давление в камере *8* возрастает, а в камере *7* уменьшается. Золотники *1* и *2* перемещаются в сторону камеры *7*, сжимая пружины *3* и *4*, расход рабочей жидкости через камеры *14* и *15* изменяется в соответствии с законом изменения сигнала управления на ЭМП *20*, а через камеры *12* и *13* — не изменяется.

Использование предлагаемого усилителя в качестве устройства, управляющего двухдвигательным гидроприводом с механическим дифференциалом, например для управления гидромеханической передачей [2], позволяет реализовать диаграмму скоростей с большим углом наклона скоростной характеристики, так как значительный перепад давлений под торцами *18* и *19* золотников *1* и *2* достигается при токе управления меньше максимального и, следовательно, можно достигнуть большей скорости их перемещения. Причем коэффициент усиления по скорости при прочих равных условиях будет тем выше, чем больше перепад давлений под торцами золотников *1* и *2*. Таким образом, повышаются быстродействие привода и в конечном итоге эффективность его использования.

Исполнительные устройства

При использовании многодвигательного, например двухдвигательного, гидропривода часто применяются типовые серийные функциональные элементы. Вследствие взаимонагружения динамические свойства исполнительного механизма ухудшаются. Лучшими свойствами обладает двухдвига-

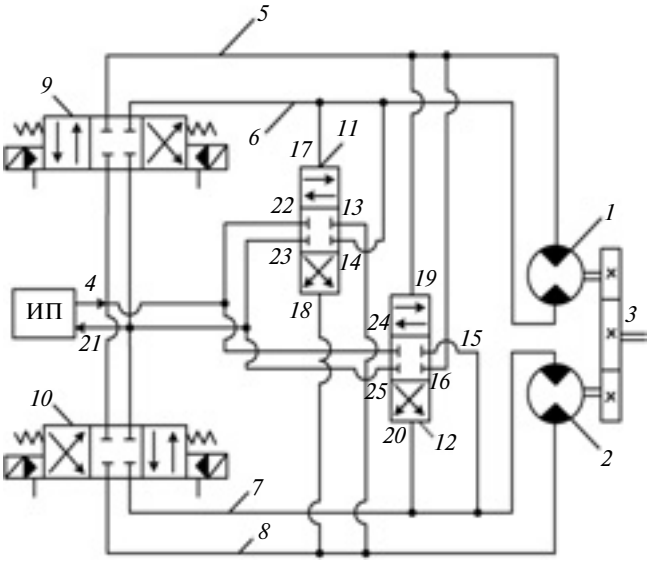


Рис. 3. Гидравлическая схема двухдвигательного гидропривода

тельный гидропривод [7], снабженный дополнительными гидрораспределителями (рис. 3). Привод с гидродвигателями *1* и *2*, работающими на общую нагрузку *3*, содержит источник питания *4*, гидролинии *5—8*, управляющие *9* и *10* и регулирующие *11* и *12* гидрораспределители. Выходы *13*, *14* и *15*, *16* и управляющие полости *17*, *18* и *19*, *20* гидрораспределителей соответственно *11* и *12* сообщены с гидролиниями *5*, *7* и *6*, *8* гидродвигателей *1* и *2*.

Управляющие гидрораспределители *9* и *10* — реверсивные трехпозиционные четырехлинейные с электромагнитным управлением. Входы *22—25* регулирующих гидрораспределителей *11* и *12* соединены с источником питания *4* и сливом *21*.

Двухдвигательный привод работает следующим образом.

При подаче управляющего сигнала на управляющие гидрораспределители *9* и *10* от источника питания *4* к гидродвигателям *1* и *2* поступает рабочая жидкость. При случайной неидентичности характеристик гидроприводов гидродвигателей *1* и *2* (например при различной жесткости механических характеристик и различии скоростей холостого хода) один гидродвигатель будет нагружать второй, вследствие чего в одноименных гидролиниях *5* и *7* или *6* и *8* гидродвигателей *1* и *2* давление рабочей жидкости будет различным. Под действием этого перепада давлений открываются выходы регулирующих гидрораспределителей *11* и *12* и рабочая жидкость, поступающая дополнительно от источника питания *4*, выравнивает давления в одноименных гидролиниях *5* и *7* или *6* и *8*, устраняя взаимонагружение и предупреждая возможные кавитационные явления в гидроприводах. Нейтральное положение регулирующих гидрораспределителей *11* и *12* возможно лишь при равенстве давлений в одноименных гидролиниях *5* и *7* или *6* и *8* гидроприводов, поэтому любое запаздывание в управлении гидродвигателей *1* и *2* управляющими гидрораспределителями *9* и *10*, приводящее к взаимонагружению и потере быстродействия, компенсируется дополнительным расходом рабочей жидкости через гидрораспределители *11* и *12*.

В связи с компенсацией взаимонагружения гидроприводов при любых режимах работы повышаются КПД и быстродействие многодвигательного привода.

Исполнительный механизм рассмотренного типа имеет значительные габаритные размеры, которые можно уменьшить, применив предложенную авторами данной статьи гидромеханическую передачу [2].

На основе компоновки многодвигательного соединения (симметричного конического дифференциала) разработан гидромеханический исполнительный механизм (рис. 4), в котором функции центральных колес выполняют блоки цилиндров аксиально-поршневых гидродвигателей.

В корпусе *1* гидромеханического исполнительного механизма установлен вал *2* с неподвижным наклонным задающим элементом *3*, по обе стороны которого расположены распределители *4* и *5*, блоки *6* и *7* цилиндров гидродвигателей *8* и *9*.

На элементах *10* и *11* блоков *6* и *7* цилиндров выполнены зубья *12* и *13* для зацепления с коническими зубчатыми колесами *14* и *15* дифференциала *16*, установленными в гнездах *17* и *18* цилиндрического зубчатого колеса *19*, которое образует зубчатую пару с шестерней *20*, закрепленной на выходном валу *21*. Рабочая жидкость к гидродвигателям подается и отводится через штуцеры *22* и *23*.

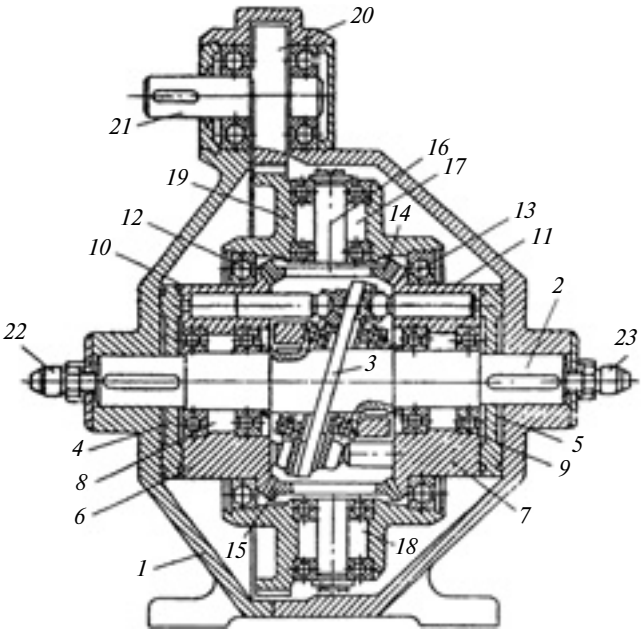


Рис. 4. Гидромеханический исполнительный механизм

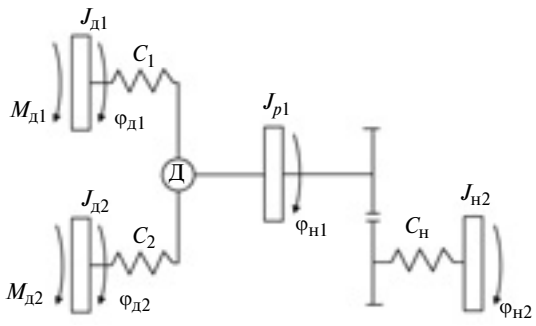


Рис. 5. Механическая схема, эквивалентная исполнительному механизму

При работе устройства, в зависимости от направления подачи рабочей жидкости к гидродвигателям *8* и *9*, блоки *6* и *7* цилиндров, а следовательно, и конические зубчатые колеса *14* и *15* вращаются, приводя в движение колесо *19* и через шестерню *20* — выходной вал *21*.

При одинаковой подаче рабочей жидкости и встречном вращении блоков *6* и *7* цилиндров вал *21* не вращается. При одинаковой подаче рабочей жидкости к гидродвигателям *8* и *9* частота вращения выходного вала *21* равна полусумме частот вращения блоков *6* и *7* цилиндров, при встречной подаче — полуразности этих частот.

Рассмотренное устройство позволяет получить широкий диапазон частот вращения выходного вала и существенно уменьшить его габаритные размеры.

Исполнительному механизму эквивалентна механическая схема (рис. 5).

Наиболее совершенная конструкция гидромеханического исполнительного механизма [3] на основе конического дифференциала, в котором функции водила выполняет полый выходной вал, представлена на рис. 6.

В герметичном корпусе *1* установлена неподвижная ось *2* с неподвижным наклонным диском *3*. На этой оси по разные стороны от диска размещены элементы гидродвигателей: торцевые распределители *4* и *5* и вращающиеся на подшипниках блоки *6* и *7* цилиндров гидродвигателей *8* и *9*. На элементах *10* и *11* блоков *6* и *7* цилиндров, которые выполняют одновременно функции центральных колес симметричного конического дифференциала, имеются зубья *12* и *13* для взаимодействия с сателлитами *14* и *15*, установленными в гнездах *17* и *18* полой части выходного вала — водила *19*, который установлен на подшипниках *20*, *21* и *16* соосно с неподвижной осью *2*.

Рабочая жидкость к торцевым распределителям *4* и *5* и соответственно к блокам *6* и *7* цилиндров подается (отводится) через штуцеры *22* (*23*) и *24* (*25*) по каналам внутри неподвижной оси *2*. При подаче рабочей жидкости блоки *6* и *7* цилиндров через сателлиты *14* и *15* вращают выходной вал — водило *19*. Направление и частота вращения каждого из блоков цилиндров определяются направлением потока и количеством жидкости, подводимой к распределителям *4* и *5*. При однонаправленном вращении блоков цилиндров частота вращения водила *19* равна полусумме, а при встречном вращении — полуразности частот вращения блоков

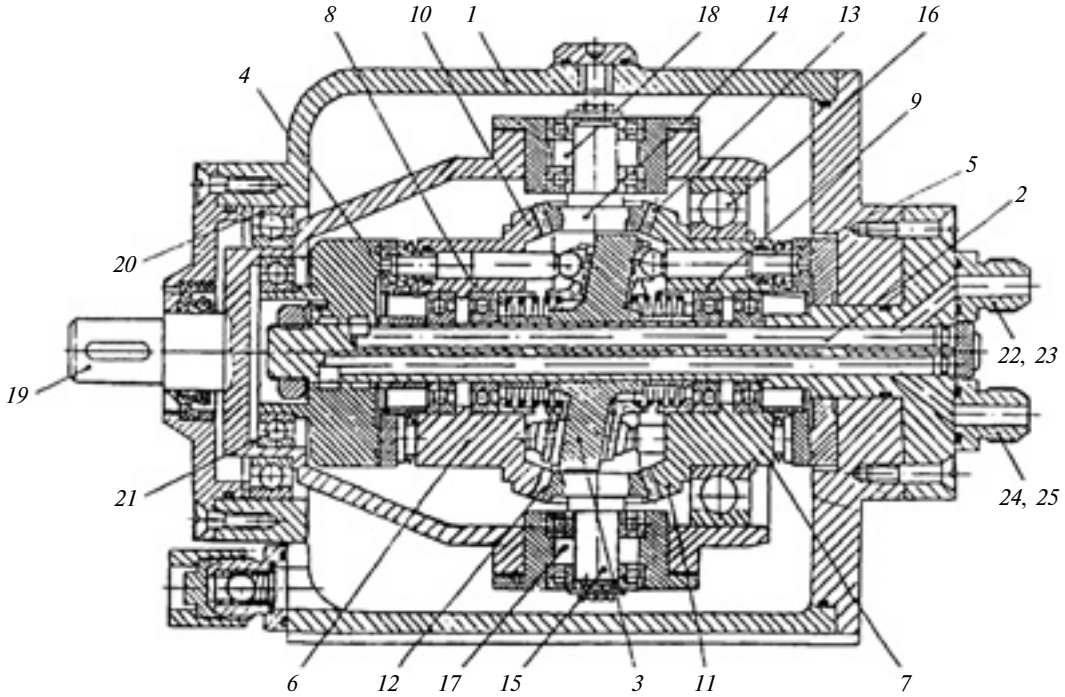


Рис. 6. Гидромеханический исполнительный механизм

цилиндров. В последнем случае возможно получение сколь угодно малой частоты вращения выходного вала. При одинаковых встречных частотах вращения блоков цилиндров выходной вал—водило *19*, остается неподвижным.

Управление дифференциальным электрогидравлическим приводом

В исходном положении (см. рис. 1), когда отсутствует сигнал управления на входе ЭМП *20*, золотники *1* и *2* неподвижны. При этом рабочая жидкость от источника питания через камеры *12* и *15* поступает к распределителям исполнительного механизма, а через камеры *13* и *14* — на слив. Блоки цилиндров вращаются с максимальными скоростями в разные стороны, в результате этого частота вращения нагрузки, т. е. объекта управления (ОУ), равна нулю.

При подаче сигнала управления на вход ЭМП 20 в торцевых полостях *7* и *8* возникает перепад давлений, смещающий золотники *1* и *2* в ту или иную сторону в зависимости от знака управляющего сигнала. В момент начала перемещения золотников центральная полость *9*, в которой размещена пружина *4*, соединяется через камеру *17* с полостью *8*. Золотник *2* перемещается на величину, пропорциональную сжатию одной пружины, а золотник *1* — на величину, пропорциональную сжатию двух пружин одинаковой жесткости, т. е. перемещение золотника *1* вдвое больше перемещения золотника *2*.

При изменении сигнала управления от нуля до максимального значения гидравлическая проводимость перемещающегося золотника *1* уменьшается до нуля, а затем снова возрастает до первоначальной величины. При этом сначала расход рабочей жидкости через камеры *12* и *13* уменьшается до нуля, затем меняется направление рабочей жидкости и ее расход возрастает до максимального значения. В этом случае при перемещении золотника *2* расход рабочей жидкости через камеры *14* и *15* не изменяется, так как при максимальном перемещении золотника *2* его гидравлическая проводимость остается прежней, а максимальный расход через камеры *14* и *15* определяется только предельным значением давления $p_н$ источника рабочей жидкости.

При подаче на вход ЭМП *20* сигнала управления другой полярности давление в полости *8* возрастает, а в полости *7* — уменьшается. Золотники *1* и *2* перемещаются в сторону полости *7*, при этом расход рабочей жидкости через камеры *14* и *15* изменяется в соответствии с законом изменения сигнала управления, а через камеры *12* и *13* не изменяется аналогично рассмотренному выше.

Регулировочные свойства привода

На рис. 7 представлен график частот вращения, построенный на основе принципа работы рассмотренного гидропривода. Здесь $\Omega_1 = f(I_{упр})$ и $\Omega_2 = f(I_{упр})$ — зависимости, характеризующие изменение частот вращения блоков цилиндров исполнительного механизма от тока управления ЭМП, а $\Omega_н = f(\Omega_1, \Omega_2)$ — зависимость частоты вращения нагрузки от частот вращения блоков цилиндров. Видно, что при изменении тока управления ЭМП от нуля до $I_{упр\,max}$ частота вращения одного из блоков цилиндров не изменяется, а частота вращения другого изменяется от Ω_1 до Ω_2. При изменении тока управления от нуля до $-I_{упр\,max}$ картина меняется на противоположную. Таким образом, управляющее воздействие на ЭМП обеспечивает регулирование по обоим каналам привода и при сравнительно малом диапазоне регулирования частот вращения блоков цилиндров позволяет получить широкий диапазон регулирования частоты вращения нагрузки.

Скоростная характеристика привода не имеет зоны нечувствительности, что обеспечивает высокую точность регулирования. При данном двухканальном регулировании частота вращения нагрузки $\Omega = (\Omega_1 \pm \Omega_2)/2$.

На основе разработанных исполнительных двухканальных функциональных устройств предложен дифференциальный электрогидравлический привод [8], который обладает рядом уникальных свойств: отсутствие ограничений по моменту при глубоком регулировании; уменьшение ударных нагрузок при пуске с заторможенным валом; идеальное распределение нагрузок между блоками цилиндров. Он может использоваться в резервируемых системах управления летательных аппаратов, системах управления динамическими моделирующими стендами, приводах прокатных станов, в бумаго- и картоноделательных машинах, землеройных и подъ-

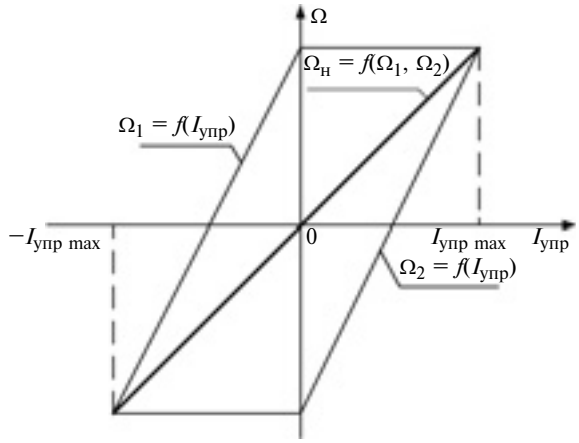


Рис. 7. График изменения частот вращения гидродвигателей и нагрузки

УДК 621.833.1

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

Влияние технологических отклонений осей зубчатых колес на напряженное состояние в галтели зуба эвольвентных зубчатых передач*

Приведены результаты моделирования напряженного состояния галтели зубьев прямозубых эвольвентных зубчатых передач при перекосе осей зубчатых колес. Установлено, что стандартные расчеты нагрузочной способности передачи дают завышенные значения. Показана эффективность продольной модификации поверхностей зубьев.

Ключевые слова: эвольвентная зубчатая передача, моделирование, изгибные напряжения, перекос, зацепление, бочкообразные зубья.

Simulation data of the stress state of the tooth fillet of spur involute gears at the tooth-wheel's axes misalignment are presented. It is revealed that the standard calculations of the transmission load capacity give the excessive values. The efficiency of the longitudinal modification of the teeth surfaces is shown.

Keywords: involute gear, simulation (modeling), the bending stresses, misalignment, engagement, barrel-shaped teeth.

Неизменно возникающие при изготовлении зубчатых колес технологические отклонения, соответствующие заданной степени точности, установленной стандартом [1], вызывают повышенное напряженное состояние как на рабочей поверхности, так и в галтели зуба, что снижает нагрузочную способность зубчатой передачи.

Ниже рассмотрено влияние указанных отклонений на напряжения σ_F изгиба в галтели зуба на примере прямозубых эвольвентных зубчатых передач. Согласно ГОСТу [2] в зубчатой передаче нормальная нагрузка F_n приложена к вершинной кромке зуба под некоторым расчетным углом θ [3], при этом для упрощения анализа условно принято, что коэффициент профильного перекрытия зубьев передачи $\varepsilon_\alpha = 1$. В этом случае подлежит анализу так называемый коэффициент $K_{F\beta}$ [2] учета неравномерности распределения передаваемой нагрузки по длине контактных линий, по сути являющийся для прямых зубьев коэффициентом концентрации изгибных напряжений по их длине и представляющий собой отношение реального напряжения σ_F к напряжению σ_F^0 зуба "идеальной" передачи, не имеющей технологических отклонений:

$$K_{F\beta} = \sigma_F/\sigma_F^0. \quad (1)$$

Согласно ГОСТу [2]

$$\sigma_F^0 = F_t Y_{FS}/(b_w m), \quad (2)$$

где F_t — окружное усилие в зубчатой передаче; Y_{FS} — коэффициент формы зуба при плоском изгибе; b_w — рабочая ширина зубчатого венца (длина зуба); m — модуль зацепления.

Коэффициент $K_{F\beta}$ зависит [2] от отклонений по нормам контакта, причем при расчете и проектировании зубчатых передач используют соответствующие допуски: $F_{\beta 1,\,2}$ — допуск на направление зуба (индекс "1" относится к шестерне, индекс "2" — к колесу): f_x — допуск непараллельности осей передачи; f_y — допуск на перекос осей передачи.

* Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ 10-08-00031.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 6)

емно-транспортных устройствах. Привод может также найти применение на объектах, требующих плавного и бесступенчатого регулирования частоты вращения нагрузки: в установках для бурения нефтяных скважин, металлообрабатывающих станках, судовых рулевых механизмах, текстильном машиностроении, а также в автоматических системах наведения и слежения автономных объектов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Следящие** приводы. В 3 кн. / Под ред. Б. К. Чемоданова. Кн. 3. М.: Энергия, 2001. 376 с.
2. **А. с. 855297 СССР:** МКИ^3 16Н 39/00. Гидромеханическая передача.
3. **А. с. 1375895 СССР:** МКИ^4 16Н 47/04, 39/00. Гидромеханическая передача.
4. **А. с. 981710 СССР:** МКИ^3 F 15В 3/00. Двухканальное распределительное устройство.
5. **А. с. 1682638 СССР:** МКИ^5 F 15В 3/00,13/042. Двухканальное распределительное устройство.
6. **Гамынин Н. С.** Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1972. 316 с.
7. **А. с. 877159 СССР:** МКИ^3 F15 В 11/22. Двухдвигательный привод.
8. **Медведев Ю. А., Кузнецов В. П.** Управляющие и исполнительные устройства многодвигательных электрогидравлических приводов // Библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы" (№ 274 — В 2010). 2010. № 7. Б/о 48. 23 с.

Принимая нормальный закон распределения технологических отклонений, запишем выражение для вероятностного отклонения:

$$F_\upsilon = \eta\sqrt{F_{\beta 1}^2 + F_{\beta 2}^2 + (f_x \sin\alpha)^2 + (f_y \cos\alpha)^2}/K_c,$$

где η — коэффициент, зависящий от принятого риска (при рекомендуемом риске в 3 % $\eta = 2{,}17$ [4]); α — угол профиля исходного контура; K_c — коэффициент, зависящий от закона распределения погрешностей, (при нормальном распределении $K_c = 3$).

Учитывая, что согласно ГОСТу [1] $F_{\beta 1} = F_{\beta 2} = F_\beta = f_x$ и $f_y = 0{,}5F_\beta$, для передач со стандартным исходным контуром ($\alpha = 20°$) получим:

$$F_\upsilon = 1{,}1F_\beta. \quad (3)$$

Параметр F_υ обобщенно характеризует технологические перекосы в зацеплении. В дальнейшем вместо F_υ будем использовать более удобный параметр — технологический угол перекоса

$$\gamma = F_\upsilon/b_w. \quad (4)$$

При разработке ГОСТа [2] для определения изгибных напряжений зубьев, работающих в условиях перекосов, использовали приближенные методы, основанные на различных гипотезах. При этом формулу (2), получаемую при решении задачи плоского изгиба, уточняли с помощью коэффициента $K_{F\beta}$. При отсутствии скручивания вала и динамических явлений этот коэффициент определяется через угол γ перекоса [2]:

$$K_{F\beta} = (1 + 0{,}4b_w^2\gamma c\cos\alpha/F_t)^{N_F}, \quad (5)$$

где c — удельная жесткость пары зубьев; N_F — коэффициент.

В настоящее время широко используют методы математического моделирования, поэтому появилась возможность решить задачу напряженного состояния зубьев, работающих в условиях перекосов в зацеплении, рассматривая ее как объемную, т. е. уточняя проводившийся до сих пор расчет. Результаты такого решения задачи приведены ниже. Исследование проведено с помощью численного метода в конечно-элементной среде ANSYS.

При решении задачи выбрана модель, соответствующая воздействию на вершинную кромку головки исследуемого прямого зуба *1* (рис. 1) с нормальной силой F_n, направленной под углом θ, ножки зуба сопряженного (парного) зубчатого колеса. Поскольку ножка зуба парного колеса подвержена практически только контактным деформациям (изгибными можно пренебречь в силу их малости из-за малого плеча действующей на ножку силы), то для упрощения модели ножка парного зуба заменена упругим индентором *2* с профильным радиусом r кривизны эвольвенты ножки в контактной точке. Между исследуемым зубом *1* и индентором *2* имеется угол γ перекоса в плоскости, определяемой вершинной кромкой зуба и линией действия нормальной силы.

В поверхностном слое обоих тел выделена зона регулярного разбиения, которая в виде участков, эквидистантных поверхности, углублялась внутрь тела на некоторую величину. Для построения эвольвентной поверхности и поверхности галтели использована сплайн-интерполяция второго порядка. Конечно-элементная модель сформирована с применением квадратичных элементов SOLID 95 и контактной пары CONTA174 — TARGE170. Граничные условия для эвольвентного зуба *1* определены показанной на рис. 1 жесткой заделкой. Для индентора *2* ставились следующие граничные условия: нагрузка прилагалась к верхней плоскости индентора, перпендикулярной нормали к эвольвентной поверхности в точке K первоначального контакта; верхняя плоскость индентора перемещалась параллельно самой себе строго в направлении действия нормальной силы.

Тестировали задачу при условии $\gamma = 0$, при этом разница расчетной величины σ_F^0 и вычисленной по формуле (2) составила 3 %.

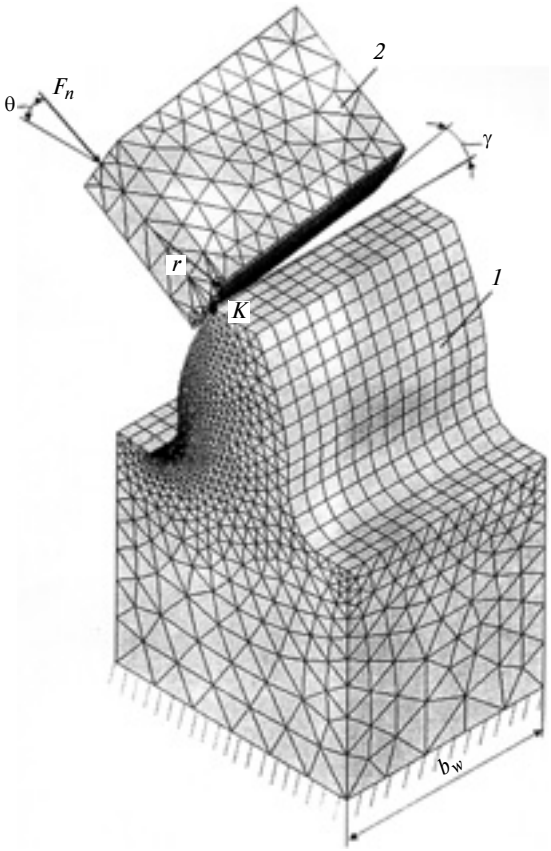


Рис. 1. Расчетная модель зацепления:
1 — исследуемый зуб колеса; *2* — индентор, заменяющий зуб парного колеса

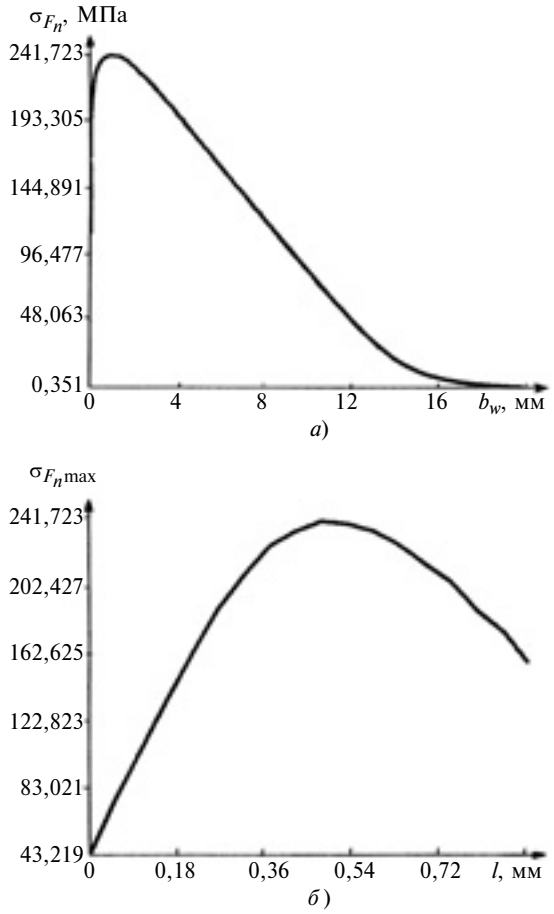


Рис. 2. Типичное распределение нормального напряжения σ_{F_n} в галтели зуба по его длине (*а*) и распределение максимального нормального напряжения $\sigma_{F_n\max}$ вдоль галтели зуба [(расчетное напряжение, сравниваемое с допускаемым напряжением изгиба по ГОСТ 21354—87, σ_F = 272 МПа; коэффициент приведения φ_F = 1,125255)]

Как показано в работе [3], правомерность сопоставления полученного моделированием расчетного напряжения с допускаемым для линейного контакта [2] возможна только в случае приведения расчетного напряжения по формуле

$$\sigma_F = \sigma_{F_n}\varphi_F = \sigma_{F\text{э}}/\sqrt{1-\nu+\nu^2},$$

где σ_{F_n} — нормальное напряжение; φ_F — коэффициент приведения; $\sigma_{F\text{э}}$ — эффективное напряжение по энергетической теории прочности; ν — коэффициент Пуассона.

На рис. 2, *а* показано типичное распределение нормального напряжения σ_{F_n} в галтели зуба по его длине b_w для стандартной передачи (α = 20°) с параметрами: m = 1 мм; число зубьев рассчитываемого зубчатого колеса z = 17; смещение исходного контура для рассчитываемого зубчатого колеса x = 0; b_w = 20 мм, r = 4 мм, F_t = 500 Н; γ = 0,00062 рад. Согласно рис. 2, *а* максимальное напряжение находится не на торце колеса, а на некотором расстоянии от него — (0,05÷0,1)b_w, что объясняется повышенной податливостью зуба на торце. На рис. 2, *б* показано распределение максимального нормального напряжения $\sigma_{F_n\max}$ изгиба вдоль галтели зуба для того же примера (l — длина дуги галтели, отсчитываемая от точки ее сопряжения с эвольвентой).

Прежде чем привести результаты сопоставления напряжений σ_F, полученных моделированием и расчетом по ГОСТу [2], отметим следующее:

1) в соответствии с ГОСТом [2] угол γ перекоса рассчитывается по выражению $\gamma = 0{,}5F_\beta/b_w$, в то время как при моделировании использованы выражения (3) и (4). Поэтому для корректного сравнения в формуле (5) при расчете по ГОСТу [2] множитель 0,4 следует заменить на 0,4 · 0,5/1,1 = 0,182;

2) так как в принятой модели индентор обладает бесконечной изгибной жесткостью (нулевой изгибной податливостью), то при расчете удельной жесткости c пары зубьев по ГОСТу [2] число зубьев парного колеса следует считать равным бесконечности.

В табл. 1 приведены нормальные напряжения $\sigma_{F\text{м}}$ и $\sigma_{F\text{р}}$ изгиба, полученные соответственно при моделировании и расчете по ГОСТу [2] для передач со стандартным исходным контуром и параметрами: z = 17, x = 0, r = 4m, при разных значениях m, b_w, F_t и широком диапазоне изменения угла γ перекоса. При расчете $K_{F\beta}$ использованы формулы (1) и (2).

Из табл. 1 видно, что напряжения $\sigma_{F\text{м}}$ превышают соответствующие напряжения $\sigma_{F\text{р}}$, причем эта разница изменяется. Если ее оценивать как отношение $\mu = \sigma_{F\text{м}}/\sigma_{F\text{р}}$, то в пределах данных табл. 1 μ колеблется от 1,06 до 1,19; в среднем μ = 1,1÷1,15. Таким образом, расчет по ГОСТу [2] дает неоправданно заниженные значения напряжений изгиба и, следовательно, завышенные значения нагрузочной способности передачи. Компенсировать это можно увеличением на 10÷15 % рекомендуемого в ГОСТе [2] коэффициента запаса прочности по изгибу.

Исследовалась также реакция на перекосы передачи с нестандартным исходным контуром. В качестве примера выбран (табл. 2) нестандартный исходный контур с углом профиля α = 30° [5], который сравнили со стандартным исходным контуром (α = 20°) передачи с параметрами: m = 5 мм; b_w = 60 мм; z = 17; x = 0; r = 20 мм; F_t = 25 000 Н.

В табл. 2 приведены данные для передачи без перекосов (γ = 0) и с перекосами. Видно, что коэффициент $K_{F\beta}$ для одной и той же передачи прак-

Таблица 1

m, мм	b_w, мм	F_t, Н	γ, рад	Моделирование		Расчет по [2]	
				$\sigma_{F\text{м}}$, МПа	$K_{F\beta}$	$\sigma_{F\text{р}}$, МПа	$K_{F\beta}$
1	20	500	0,00003	120	1,13	113	1,06
			0,00005	125	1,18	117	1,10
			0,00008	134	1,26	124	1,16
			0,00014	150	1,41	136	1,28
			0,00019	164	1,54	147	1,38
			0,00022	172	1,62	153	1,44
			0,00025	180	1,70	160	1,50
			0,00030	195	1,83	170	1,60
			0,00035	209	1,96	181	1,70
			0,00040	222	2,09	191	1,80
			0,00045	234	2,21	201	1,89
			0,00062	272	2,56	236	2,22
			0,00088	312	2,93	287	2,70
			0,00098	334	3,14	307	2,89
	10		0,00003	232	1,09	215	1,01
			0,00008	237	1,12	220	1,04
			0,00025	256	1,21	237	1,11
			0,00062	301	1,42	271	1,28
			0,00106	358	1,68	311	1,47
			0,00290	520	2,49	467	2,20
		100	0,00008	54	1,27	50	1,18
			0,00025	74	1,73	66	1,54
			0,00062	105	2,47	97	2,28
		1500	0,00005	689	1,08	642	1,01
			0,00025	710	1,11	662	1,04
			0,00106	806	1,26	740	1,16
			0,00624	1427	2,24	1199	1,88
			0,01040	1731	2,72	1539	2,41
5	60	25 000	0,00010	396	1,12	366	1,03
			0,00020	409	1,16	378	1,07
			0,00050	450	1,27	414	1,17
			0,00100	527	1,49	473	1,33
			0,00180	656	1,85	563	1,59

Таблица 2

α°	20			30		
γ, рад	0	0,0010	0,0018	0	0,0010	0,0018
σ_F, МПа	354	527	656	267	389	494
$K_{F\beta}$	—	1,49	1,85	—	1,46	1,85

тически одинаков при стандартном и нестандартном исходном контурах. Следовательно, снижение нагрузочной способности передачи при перекосах в обоих случаях одинаково.

В заключение отметим, что ранее опубликованные [6] результаты моделирования напряженного состояния в галтели прямых зубьев с продольной модификацией поверхностей (так называемых бочкообразных зубьев) показали эффективность продольной модификации на примере, в частности, стандартной передачи (см. табл. 2).

Выбрав отношение $a_H/b_w = 0{,}3$ ($a_H = 18$ мм — длина полуоси условного контактного эллипса при контактном взаимодействии бочкообразных зубьев), согласно изложенной в статье [6] методике находим: продольный радиус кривизны поверхности бочкообразного зуба $\rho_\beta = 6265$ мм, расстояние между поверхностями взаимодействующих зубьев на торцах зубчатого венца в торцевом сечении (степень бочкообразности) $\Delta = 0{,}072$ мм. Моделирование при этих условиях показало: при $\gamma = 0{,}00100$ рад $\sigma_F = 475$ МПа; при $\gamma = 0{,}00180$ рад $\sigma_F = 500$ МПа. Сравнивая эти результаты с представленными в табл. 2, получаем, что при указанных углах перекоса продольная модификация поверхностей зубьев приводит к снижению изгибных напряжений и повышению нагрузочной способности соответственно в 527/475 = 1,11 раза и в 656/500 = 1,31 раза. Моделирование в широком диапазоне параметров передач показало, что эффективность продольной модификации может быть существеннее приведенной.

Выводы

1. При моделировании напряженного состояния в галтели зуба прямозубого эвольвентного колеса в рамках решения объемной задачи установлено, что максимальные напряжения находятся не на торцах зубьев, а на расстоянии от них, равном 0,05÷0,1 длины зуба, что объясняется повышенной изгибной податливостью торцов.

2. Стандартные расчеты [2], базирующиеся на решении плоской задачи, дают заниженные значения изгибных напряжений и, следовательно, завышенную нагрузочную способность передачи. Компенсировать это можно увеличением на 10÷15 % рекомендуемого в ГОСТе [2] коэффициента запаса прочности по изгибу.

3. Наличие перекосов независимо от параметров исходного контура снижает нагрузочную способность эвольвентной зубчатой передачи в равной мере.

4. Продольная модификация поверхностей зубьев (бочкообразность) позволяет существенно снизить изгибные напряжения и повысить нагрузочную способность зубчатой передачи.

УДК 625.143.3.001.76

И. А. ВОРОБЬЕВ, д-р техн. наук (ОАО "Нормаль", г. Нижний Новгород), e-mail: veles-npp@yandex.ru

Повышение ресурса железнодорожных рельсов

Рассмотрен комплексный подход к повышению ресурса рельсовых сталей и связанных с ним элементов железнодорожного полотна с учетом особенностей их структурного состояния и механических свойств.

Ключевые слова: рельсы, износ, ресурс, усталостное разрушение, предельная деформация, неупругая деформация, напряженное состояние.

In the paper a comprehensive approach to the working life enhancement of the rail steels resource and related items of track is considered, taking into account the peculiarities of their structural state and mechanical properties.

Keywords: rails, wear, service life, fatigue failure, ultimate strain, inelastic strain, stress state.

При эксплуатации железнодорожного полотна основные проблемы связаны с износом, деформацией и разрушением рельсов. Кроме того, большие трудности вызывает прогнозирование долговечности рельсов в зависимости от загруженности и условий эксплуатации конкретного участка полотна. Решению этих вопросов сопутствует целый комплекс проблем, которые прямо или косвенно влияют на долговечность железнодорожного полотна. В большинстве работ, посвященных этим вопросам, они рассматриваются с узкоспециализированных позиций, например с точки зрения только улучшения рельсовой стали, или конструкции рельсов, креплений к шпалам, конструкции рельсошпальной решетки, или изменения режимов термообработки рельсов, или расчетов динамических нагрузок и деформаций. Однако даже разные методы расчетов на сопротивление статическому и динамическому разрушениям могут привести к значительно отличающимся результатам. Часто и мнения специалистов по этим вопросам очень различны.

Рассмотрим указанные выше вопросы в комплексе. Это позволит установить их взаимосвязи и влияние различных факторов на долговечность рельсов. При комплексном подходе можно получить значительный экономический эффект в результате увеличения пропускной способности железнодорожного полотна и его долговечности, прогнозирования эксплуатационного ресурса рельсов в зависимости от различных факторов, уменьшения затрат на их изготовление, обслуживание, контроль, что, соответственно, приведет к уменьшению расходов на обслуживание железной дороги и удешевлению стоимости перевозок.

Известно, что на железных дорогах России 95 % выхода из строя рельсов происходит из-за контактно-усталостных повреждений и износа головки рельсов. Установлено [1], что все используемые в конструкциях железнодорожного пути материалы склонны к плоским дефектам типа трещинообразных разрывов или полостей. К ним относятся:

1) трещины сдвига дислокаций ($10^{-8}\div10$ мм);

2) технологические трещины ($10^{-3}\div10$ мм): сварочные; трещины, возникающие при термообработке, прокатке, ковке и других процессах; зоны окисленного металла и пр.;

3) эксплуатационные трещины в рельсах и других элементах: усталостные, коррозионные, диффузионно-водородные и т. п.;

4) трещины, возникающие в ходе металлургического процесса ($10^{-5}\div10$ мм): раковины и пустоты, образующиеся при остывании металла; инородные включения, прочность которых меньше прочности основного металла и пр.;

5) трещины усушки, усадки.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 12)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 1643—81.** Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. М.: Изд-во стандартов, 1981. 69 с.

2. **ГОСТ 21354—87.** Передачи зубчатые цилиндрические звольвентные. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1988. 125 с.

3. **Короткин В. И., Колосова Е. М., Сухов Д. Ю.** Коэффициент формы зуба при расчете на изломную прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых колес, работающих в условиях локального контакта // Изв. вузов. Сев.-Кав. регион. Технические науки. 2009. № 5. С. 78—84.

4. **Короткин В. И., Онишков Н. П., Харитонов Ю. Д.** Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. М.: Машиностроение-1, 2007. 384 с.

5. **Булгаков Э. Б.** Зубчатые передачи модифицированного исходного реечного контура. М.: Машгиз, 1962. 100 с.

6. **Короткин В. И., Колосова Е. М., Сухов Д. Ю.** Определение напряжений в основании прямых бочкообразных зубьев колес цилиндрических эвольвентных зубчатых передач // Вестник машиностроения. 2010. № 10. С. 3—11.

Часть указанных дефектов в термоупрочненных рельсах выявляется при ультразвуковом контроле. Рельсы с дефектами, размеры которых превышают разрешенные МПС РФ, не допускаются к эксплуатации. Несмотря на это в процессе эксплуатации в рельсах постепенно образуются усталостные трещины.

Многим исследователям удавалось выявлять трещины в пластичных металлах задолго до их разрушения. Так, Дж. Лоу [2] определил возникновение микротрещин при растяжении железа на площадке текучести и вблизи нее. И. А. Одинг и Ю. П. Либеров визуально и косвенными методами обнаружили в мягком железе и никеле в конце участка текучести при относительной деформации 7÷9 % трещины, образование которых считали не случайным и связывали это не с некачественным металлом или неправильной технологией его обработки (хотя и это имеет место), а с результатом действия самого механизма деформации пластичного металла.

Существующие теории прочности, основанные на применении модели сплошной среды, и теории упругости для расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) материала в точке, в которых используются критерии, являющиеся функциями компонентов тензора напряжений, не дают удовлетворительного объяснения ряду свойств материалов, таких как масштабный фактор, разброс значений параметров прочности и предельного состояния материалов и др. Одним из главных аргументов неприемлемости для прочностных расчетов рельсов критериев прочности, основанных на предельном НДС материала в точке, является то, что такое состояние имеет место практически во всех элементах железнодорожных путей, т. е. это нормальное состояние, не приводящее к мгновенному разрушению. Все отказы железнодорожных путей современных конструкций происходят вследствие постепенного накопления усталостных и других повреждений.

В процессе эксплуатации в рельсе, особенно в верхней части его головки, образуются и развиваются усталостные трещины. Поэтому при повышении эксплуатационных нагрузок и снижении запасов прочности ***расчеты на сопротивление статическому и циклическому разрушениям следует проводить не по напряжениям, как это принято традиционно, а по деформациям***. Это связано с тем, что в неупругой области небольшим изменениям номинальных напряжений соответствуют еще меньшие изменения максимальных напряжений в зонах с локальными, еще более высокими концентраторами напряжений и существенные изменения местных деформаций.

Пластическая деформация происходит в упругодеформированном теле. В силу неоднородности материала, структуры и состава, наличия внутренних дефектов, вызывающих концентрацию напряжений, скопления дислокаций и других факторов, связанных с дефектами поверхности, возможна макроскопическая деформация отдельных участков материала, когда большая часть объема еще находится в упругом состоянии. Наличие концентраторов приводит к повышению напряжений, при которых перемещения дислокаций не будут механически обратимыми, т. е. при снятии нагрузки дислокации не возвратятся в исходное положение. В этом случае пластическая деформация сосредоточивается в отдельных небольших деформированных до предела объемах, с которых и начинается процесс разрушения. Предельная деформация до разрушения определяется выражением

$$\varepsilon_i^{\text{пред}} = a e^{b \Pi u} \qquad (1)$$

где a и b — постоянные коэффициенты материала ($a = 0{,}35$; $b = -0{,}023$); Πu — характеристика напряженного состояния.

Величина $\varepsilon_i^{\text{пред}}$ (1) характеризует остаточную макродеформацию, накопленную в объеме металла к моменту его разрушения при механических, технологических и промышленных испытаниях путем нагружения.

Для оценки качества технологического процесса изготовления изделия, технологичности выбранной конструкции, для выявления способности материала деформироваться без разрушения, определения долговечности готового изделия, а также условий эксплуатации предложен [3] показатель жесткости напряженного состояния (НС), позволяющий оценить НС элементов конструкции по результатам испытаний на растяжение:

$$\Pi_{\text{ст}} = K_{\text{м}} K_{\sigma} K_t K_{\text{H}_2} \qquad (2)$$

где $K_{\text{м}}$, K_{σ}, K_t — соответственно механический, формоизменения, температурный коэффициенты концентрации напряжений; K_{H_2} — коэффициент, учитывающий влияние водорода на механические свойства материала.

Механический коэффициент концентрации напряжений с учетом геометрии дефекта можно рассчитать по формуле П. Бриджмена:

$$K_{\text{м}} = K + 3\ln\left(1 + \frac{d_{\text{н}}}{4R}\right),$$

где $K = 1$ и 1,5 — коэффициент соответственно для ненадрезанных цилиндрических и плоских образ-

цов; $d_н$ — диаметр образца по надрезу; R — радиус выточки (профиля надреза).

Остальные коэффициенты определяют по формулам:

$$K_\sigma = \frac{\sigma_в}{\sigma_о};$$

$$K_t = \frac{T_{абс}}{(T_{абс} - T_{оп})};$$

$$K_{H_2} = \frac{\sigma_в^{H_2}}{\sigma_о},$$

где $\sigma_в$, $\sigma_о$ — пределы прочности соответственно упрочненного и отожженного образцов; $\sigma_в^{H_2}$ — предел прочности наводороженного материала; $T_{абс} = -273$ °С; $T_{оп}$ — температура испытаний.

Так как структурные и внешние факторы неоднозначно влияют на накопление повреждаемости, описать аналитически кинетику и динамику процесса с единых позиций невозможно. Сложность заключается в том, что в процессе деформирования очаг пластической деформации локализуется в разных объемах изделия: вначале (например, при симметричном растяжении—сжатии) — по всему сечению образца, затем в поверхностных и приповерхностных слоях. Следовательно, при многократном нагружении очаги деформации сосредоточиваются лишь в отдельных небольших объемах, где и происходят разрушения. Степень локализации деформации можно оценить введением в выражение (2) коэффициента концентрации напряжений при усталости материала: $K_V = \frac{\sigma_т}{\sigma_{-1}}$, где $\sigma_т$, σ_{-1} — пределы текучести и выносливости гладкого образца. Тогда показатель жесткости НС при усталостном разрушении будет определяться выражением

$$П_{уст} = K_м K_\sigma K_t K_{H_2} K_V.$$

Когда при достаточно высоких напряжениях (не превышающих предела упругости) перемещение дислокаций не будет механически обратимым и появится измеримая остаточная деформация, а петля гистерезиса даже через неограниченное время не замкнется в точке $\sigma = 0$; $\varepsilon = 0$, неупругая деформация будет аналогична пластической и по механизму, и по формальному признаку, что влечет за собой при снятии назгрузки остаточное изменение размеров. Неупругую деформацию за один цикл нагружения напряжением, равным пределу выносливости, можно определить по формуле

$$\Delta\varepsilon_{\sigma_{-1}} = a e^{b K_м^н K_t \sigma_i \sigma_т / \sigma_{-1}^2},$$

где $K_м^н$ — коэффициент концентрации напряжений в вершине усталостной трещины; σ_i — истинная деформация до разрушения.

Величина $\Delta\varepsilon_{\sigma_{-1}}$ определяет скорость накопления остаточной деформации. При известной частоте нагружения можно установить долговечность нагружаемого элемента.

С учетом локализации процесса разрушения при усталости предел выносливости определяется по формуле

$$\sigma_{-1} = \sqrt{\frac{b K_м K_t \sigma_в \sigma_i}{\ln \frac{K \varepsilon_i^{пред}}{a}}}, \qquad (3)$$

где $K = \frac{\sigma_в(1 - \psi)}{\sigma_i}$ — коэффициент, учитывающий локализацию разрушения при усталости; ψ — относительное сужение материала, %.

С помощью выражения (3) можно оценить качество выбранного материала и установить оптимальную с точки зрения выносливости технологию изготовления изделия [4].

Используя закономерности линейного суммирования повреждений, выведем выражение для определения числа $N_р$ циклов до разрушения нагружаемого элемента при многоцикловом нагружении:

$$N_р = \frac{\varepsilon_i^{пред} \sigma_т^2 \sigma_{-1}^2}{(П'_{уст} \sigma_a)^4 \Delta\varepsilon_{\sigma_{-1}}}, \qquad (4)$$

где σ_α — амплитудное напряжение; $П'_{уст} = K_м K_t (\sigma_a/\sigma_{-1})^2$ — коэффициент концентрации напряжений при испытании на выносливость, учитывающий реальные условия эксплуатации.

С помощью выражения (4) можно прогнозировать долговечность материала конструкции с учетом ее нагружения и условий эксплуатации, а также определять влияние конструкции и технологии изготовления изделия на его долговечность, что важно при выборе оптимальных технологии изготовления и условий эксплуатации.

С учетом нагружения, тоннажа перевозимых грузов и скорости движения составов можно рассчитать срок службы рельсовой стали. В таблице приведены данные для определения срока службы

Категория рельсов	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	Ψ, %	σ_α, МПа	σ_{-1}, МПа	$\Delta\varepsilon_i^{пред}$, мм/мм	$N_р$, цикл	T_1, с	$t_{общ}$, г.	K_{1c}, кгс/мм$^{3/2}$	$l_{кр}$, мм
T_1	1200	820	25	67,3	220	$4{,}2 \cdot 10^{-6}$	$6{,}5 \cdot 10^{11}$	$1{,}7 \cdot 10^{7}$	1,8	90,67	16,27
В	1320	870	35	67,3	297	$5{,}3 \cdot 10^{-6}$	$1{,}13 \cdot 10^{13}$	$1{,}99 \cdot 10^{8}$	3,8	117,55	27,34

рельсов двух категорий (T_1 и В) при передвижении по ним составов общей массой (брутто) 600 млн т в год со скоростью 45 км/ч.

Критерий трещиностойкости K_{1c}, характеризующий способность материала затормаживать развитие трещины, рассчитывают по формуле

$$K_{1c} = \frac{\sigma_т \sqrt{\pi \varepsilon_i^{пред} l}}{K_t^2},$$

где l — длина трещины мм; $\pi = 3{,}14$.

Критическую длину трещины определяют по выражению $l_{кр} = \frac{1}{1{,}21\pi}\left(\frac{K_{1c}}{\sigma'_a}\right)^2$, мм, где $\sigma'_a = 115{,}3$ МПа.

Время до разрушения определяют по выражению

$$T = l_{п.з} \frac{N_р \Delta\varepsilon_{\sigma_{-1}}}{\varepsilon_i^{пред} v},$$

где $l_{п.з}$ — длина пластической зоны перед растущей трещиной, мм; v — скорость одного цикла при усталостном нагружении, мм/мм/с.

Выполненный анализ позволил определить основные направления повышения срока службы рельсов, а также пути достижения перевозки по ним грузов массой $\geqslant 1$ млрд т в год. Для этого необходимо:

определить оптимальное сочетание прочности и пластичности материала, которое позволит уменьшить внутренние напряжения (термического характера), т. е. увеличить срок службы рельсов;

разработать методику оценки долговечности рельсов в зависимости от состояния материала, внешних факторов и реальной нагрузки на железнодорожное полотно;

ввести обязательное упрочнение поверхностного слоя рельсов (как новых, так и шлифованных) для уменьшения их изнашивания и увеличения срока службы;

ввести обязательное упрочнение (обкатку) поверхности колес для уменьшения их изнашивания и увеличения срока службы;

ввести обязательное упрочнение отверстий в рельсах под болты или устанавливать болты с натягом, что позволит уменьшить число разрушений рельсов по отверстию;

изменить конструкцию болтов и гаек, так, чтобы уменьшить динамические нагрузки и снизить трудозатраты на техническое обслуживание болтовых соединений;

перейти на эксплуатацию рельсов категории В, долговечность которых в 2÷3 раза больше;

улучшить качество сборки рельсошпальной решетки путем подбора оптимальной ширины колеи рельсового пути (с более жесткими допусками), что уменьшит изгибающий момент, амплитудные нагрузки, неупругую деформацию и увеличит число циклов до разрушения и долговечность рельсов.

Выводы

Применение предложенных закономерностей изменения предельной деформации до разрушения от приложения динамических нагрузок рельсовых и других сталей повысит точность определения срока службы рельсов в зависимости от тоннажа провозимых грузов.

Расчеты показали, что увеличение скорости прохождения составов с 45 до 65 км/ч может привести к уменьшению срока службы рельсов на 11 %, а до 85 км/ч — на 66 %.

Зная закон изменения предельной деформации $\varepsilon_i^{пред}$ до разрушения в зависимости от напряженного состояния нагружаемого элемента конструкции, можно прогнозировать срок службы рельсов и значительно уменьшить затраты на восстановительные работы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лысюк В. С., Бугаенко В. М.** Повреждения рельсов и их диагностика. М.: ИЦК "Академкнига", 2006. 638 с.
2. **Лоу Дж.** Структура металлов и свойства. М.: Металлургиздат, 1957.
3. **Воробьев И. А.** К вопросу усталостного разрушения материалов // Изв. вузов. Черная металлургия. 1989. № 4. С. 59—63.
4. **Воробьев И. А.** Оценка усталостной прочности конструкций // Авиационная промышленность. 1988. № 3. С. 72.

УДК 534.232:621.312

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

Решение матричных уравнений в задачах электроупругости для многослойных двигателей нано- и микроперемещений

На основе решения матричных уравнений в задачах электроупругости построена обобщенная структурно-параметрическая модель многослойного электроупругого двигателя и определено влияние геометрических и физических параметров двигателя и внешней нагрузки на его динамические характеристики. Получены передаточные функции многослойного электроупругого двигателя нано- и микроперемещений.

Ключевые слова: электроупругость, деформация, многослойный электроупругий двигатель, пьезодвигатель, нано- и микроперемещения, матричные уравнения, передаточные функции.

On the basis of solution of the matrix equations in the electro-elasticity problems a generalized structural parametric model of a multilayer electro-elastic engine has been constructed, and the influence of geometrical and physical parameters of the engine and external load on its dynamic characteristics has been determined. The transfer functions of the multilayered electro-elastic engine of nano- and micro-displacements have been obtained.

Keywords: electro-elasticity, deformation, multilayered electro-elastic engine, piezoengine, nano- and micro-displacements, matrix equations, transfer functions.

Применение точных электромеханических приводов, работающих на основе электроупругости (пьезоэлектрического, пьезомагнитного, электрострикционного, магнитострикционного эффектов), перспективно в оборудовании нанотехнологии, нанобиологии, энергетики, микроэлектроники и адаптивной оптики для прецизионного совмещения, компенсации температурных и гравитационных деформаций, а также атмосферной турбулентности путем коррекции волнового фронта. Точные электромеханические приводы работают в пределах рабочих нагрузок, обеспечивающих упругие деформации двигателя (актюатора) [1—7]. Пьезодвигатели (ПД) имеют большие значения пьезомодулей, поэтому часто применяются для наноперемещений. Для увеличения диапазона перемещений от нанометров до десятков микрометров используют многослойные или составные ПД.

Для исследования пьезопреобразователей используют эквивалентные электрические схемы, которые позволяют применять методы теории электрических цепей в расчетах режимов излучателя и приёмника. Эквивалентные схемы пьезопреобразователей с отрезками длинных линий реализуются с помощью электрических элементов и применяются для электрического моделирования распространения акустических волн. Для нахождения давления на границе с рабочей средой в пьезоприёмниках или пьезопередатчиках рассматриваются блок-схемы с колебательным давлением на входе или выходе, которые не применяются при проектировании ПД нано- и микроперемещений [8].

В результате совместного решения системы уравнений эквивалентного четырехполюсника многослойного электроупругого двигателя и уравнения электроупругости и граничных условий на двух рабочих поверхностях двигателя строится структурно-параметрическая модель многослойного электроупругого двигателя, передаточные функции которого получаются из системы уравнений, описывающих его структурно-параметрическую модель [6, 7].

В общем случае уравнение электроупругости [3] имеет вид:

$$S_i = s_{ij}^{E,H,\theta} T_j + d_{mi}^{H,\theta} E_m + d_{mi}^{E,\theta} H_m + \alpha_i^{E,H}\theta, \quad (1)$$

где S_i — относительная деформация по оси i; $s_{ij}^{E,H,\theta}$ — упругая податливость при $E = \text{const}$, $H = \text{const}$, $\theta = \text{const}$; T_j — механическое напряжение по оси j; $d_{mi}^{H,\theta}$ — пьезомодуль; E_m — напряженность электрического поля по оси m; $d_{mi}^{E,\theta}$ — коэффициент магнитострикции; H_m — напряженность магнитного поля по оси m; $\alpha_i^{E,H}$ — коэффициент теплового расширения; θ — изменение температуры; $i = 1, 2, ..., 6$; $j = 1, 2, ..., 6$; $m = 1; 2; 3$.

Рассмотрим задачи пьезоупругости. В результате совместного решения матричного уравнения четырехполюсника многослойного ПД, соответствующего уравнения пьезоэффекта и граничных условий на его двух нагруженных рабочих поверхностях получаем соответствующую структурно-параметрическую модель ПД. Матричное уравнение деформаций и передаточные функции ПД выводятся из системы уравнений, описывающих его структурно-параметрическую модель.

Если в упругом ПД создать механическое напряжение T, то в нем возникнет относительная деформация S, линейно зависящая от T. Существует шесть компонент напряжений $T_1 \div T_6$ [3]. Из них $T_1 \div T_3$ относятся к напряжениям растяжения—сжа-

тия, а $T_4 \div T_6$ — к напряжениям сдвига. Соответственно имеем шесть компонент относительных деформаций $S_1 \div S_6$, причем имеется сдвиг в плоскостях, перпендикулярных осям 1, 2 и 3.

Относительная деформация записывается в виде [3]:

при управлении по напряжению $S_i = d_{mi}E_m + s_{ij}^E T_j$;

при управлении по току $S_i = g_{mi}D_m + s_{ij}^D T_j$.

Здесь индексы $i = 1, 2, ..., 6$; $j = 1, 2, ..., 6$; $m = 1; 2; 3$ (взаимно перпендикулярные координатные оси); S_i — относительная деформация с индексом i; d_{mi}, g_{mi} — пьезомодули; E_m, D_m — соответственно напряженность электрического поля и электрическая индукция по оси m; s_{ij}^E, s_{ij}^D — упругие податливости при $E = \text{const}$ и $D = \text{const}$; T_j — механическое напряжение с индексом j. В поляризованной сегнетокерамике промышленных марок ЦТС или PZT имеем пять компонент упругих податливостей — s_{11}^E, s_{12}^E, s_{13}^E, s_{33}^E и s_{55}^E при $E = \text{const}$ и три пьезомодуля — d_{31}, d_{33} и d_{15}.

Рассмотрим, например, многослойный ПД, состоящий из пьезопластин, соединенных электрически параллельно, а механически — последовательно. Многослойный ПД при продольном пьезоэффекте имеет длину l, а каждая из составляющих его n пьезопластин имеет высоту δ и площадь поперечного сечения S_0. Электроды нанесены на грани пьезопластин, перпендикулярные к оси 3.

Для вывода системы уравнений эквивалентного четырехполюсника многослойного ПД рассмотрим матричные уравнения. Эквивалентный T-образный четырехполюсник k-й пьезопластины в последовательной эквивалентной схеме многослойного ПД имеет порядковый номер k, составлен исходя из уравнения колебаний и уравнения сил [6, 7], действующих на гранях пьезопластины. Следовательно, получаем преобразования Лапласа соответствующих сил на входной и выходной гранях k-й пьезопластины в виде системы уравнений эквивалентного T-образного четырехполюсника:

$$\left.\begin{aligned} F_{k_{inp}}(p) &= -(Z_1 + Z_2)\Xi_k(p) + Z_2\Xi_{k+1}(p); \\ -F_{k_{out}}(p) &= -Z_2\Xi_k(p) + (Z_1 + Z_2)\Xi_{k+1}(p), \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

где $Z_1 = \dfrac{S_0\gamma \operatorname{th}\left(\frac{\delta\gamma}{2}\right)}{s_{ij}^\Psi}$; $Z_2 = \dfrac{S_0\gamma}{s_{ij}^\Psi \operatorname{sh}(\delta\gamma)}$; $\gamma = \dfrac{p}{c} + \alpha$; $\Psi = \begin{cases} E \\ D \end{cases}$; $F_{k_{inp}}(p)$, $F_{k_{out}}(p)$ — преобразования Лапласа сил на входных и выходных торцах пьезопластины в составном пьезоактюаторе; Z_1, Z_2 — сопротивления эквивалентного четырехполюсника; $\Xi_k(p)$, $\Xi_{k+1}(p)$ — преобразования Лапласа смещений входных и выходных торцов k-й пьезопластины; p — оператор Лапласа; γ — коэффициент распространения волны; c — скорость звука в пьезокерамике; α — коэффициент затухания; Ψ — обобщенный параметр электрического поля в виде напряженности электрического поля E или электрической индукции D; s_{ij}^Ψ — упругая податливость при $\Psi = \text{const}$; $i = 1, 2, ..., 6$; $j = 1, 2, ..., 6$ — индексы.

Получаем следующую систему для k-й пьезопластины:

$$\left.\begin{aligned} -F_{k_{inp}} &= \left(1 + \frac{Z_1}{Z_2}\right)F_{k_{out}} + Z_1\left(2 + \frac{Z_1}{Z_2}\right)\Xi_{k+1}; \\ \Xi_k &= \frac{1}{Z_1}F_{k_{out}} + \left(1 + \frac{Z_1}{Z_2}\right)\Xi_{k+1}, \end{aligned}\right\}$$

которая эквивалентна матричному уравнению

$$\begin{bmatrix} -F_{k_{inp}} \\ \Xi_k \end{bmatrix} = [M]\begin{bmatrix} F_{k_{out}} \\ \Xi_{k+1} \end{bmatrix}, \quad (3)$$

где $[M] = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 + \dfrac{Z_1}{Z_2} & Z_1\left(2 + \dfrac{Z_1}{Z_2}\right) \\ \dfrac{1}{Z_2} & 1 + \dfrac{Z_1}{Z_2} \end{bmatrix}$; $m_{11} = m_{22} = 1 + \dfrac{Z_1}{Z_2} = \operatorname{ch}\gamma\delta$; $m_{12} = Z_1\left(2 + \dfrac{Z_1}{Z_2}\right) = Z_0 \operatorname{sh}\gamma\delta$; $m_{21} = \dfrac{1}{Z_2} = \dfrac{\operatorname{sh}\gamma\delta}{Z_0}$; $Z_0 = S_0\gamma / s_{ij}^\Psi$.

Для многослойного ПД преобразования Лапласа $\Xi_{k+1}(p)$ — смещения и $F_{k_{out}}(p)$ — силы, которые действуют на выходной грани k-й пластины, соответствуют преобразованиям Лапласа смещения и силы на входной грани $k + 1$-й пластины [6, 7]. Сила на выходной грани $F_{k_{out}}$ для k-й пластины равна по величине и противоположна по направлению силе на входной грани $F_{k+1_{inp}}$ для $k + 1$-й пластины: $F_{k_{out}}(p) = -F_{k+1_{inp}}(p)$.

Из матричного уравнения (3) для n пьезопластин в многослойном ПД получаем матричное уравнение

$$\begin{bmatrix} -F_{1_{inp}} \\ \Xi_1 \end{bmatrix} = [M]^n \begin{bmatrix} F_{n_{out}} \\ \Xi_n \end{bmatrix}. \qquad (4)$$

Элементы матрицы $[M]^n$ находим методом математической индукции:

$$[M]^n = \begin{bmatrix} \mathrm{ch}(n\gamma\delta) & Z_0\mathrm{sh}(n\gamma\delta) \\ \dfrac{\mathrm{sh}(n\gamma\delta)}{Z_0} & \mathrm{ch}(n\gamma\delta) \end{bmatrix}.$$

Полученному матричному уравнению (4) для многослойного ПД с учетом выражения для матрицы $[M]^n$ соответствует эквивалентный четырехполюсник.

Уравнения сил, действующих на гранях многослойного ПД, имеют вид:

при $x = 0$

$$T_3(0, p)S_0 = F_1(p) + M_1p^2\Xi_1(p);$$

при $x = l$

$$T_3(l, p)S_0 = -F_2(p) - M_2p^2\Xi_2(p),$$

где $T_3(0, p)$, $T_3(l, p)$ — преобразования Лапласа механических напряжений на двух торцах многослойного ПД, причем принимаем $\Xi_2(p)$, $F_2(p)$ — преобразования Лапласа смещения и силы на торце ПД при $x = l$. Преобразование Лапласа силы [4], возбуждающей колебания многослойного ПД, находится из уравнения обратного пьезоэффекта $F(p) = d_{33}S_0E_3(p)/s_{33}^E$. Совместное рассмотрение системы уравнений для эквивалентного четырехполюсника многослойного ПД при управлении по напряжению, уравнения сил на его гранях и уравнения силы, возбуждающей колебания, дает структурно-параметрическую модель:

$$\Xi_1(p) = \frac{1}{M_1p^2}\left\{-F_1(p) + \frac{1}{\chi_{33}^E} \times \right.$$
$$\left. \times \left[d_{33}E_3(p) - \frac{\gamma}{\mathrm{sh}(l\gamma)}[\mathrm{ch}(l\gamma)\Xi_1(p) - \Xi_2(p)]\right]\right\};$$

$$\Xi_2(p) = \frac{1}{M_2p^2}\left\{-F_2(p) + \frac{1}{\chi_{33}^E} \times \right.$$
$$\left. \times \left[d_{33}E_3(p) - \frac{\gamma}{\mathrm{sh}(l\gamma)}[\mathrm{ch}(l\gamma)\Xi_2(p) - \Xi_1(p)]\right]\right\}.$$

Здесь $\dfrac{1}{\chi_{33}^E} = \dfrac{S_0}{s_{33}^E} = \dfrac{m_c(c^E)^2}{l}$, где m_c — масса многослойного ПД.

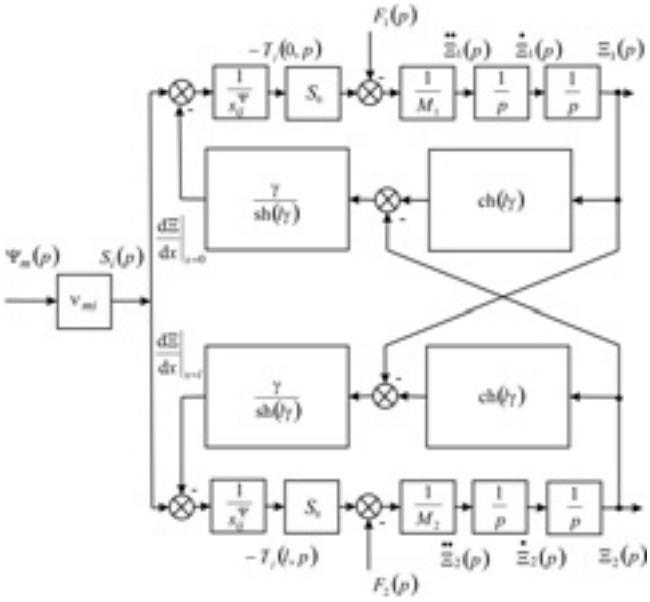


Рис. 1. Обобщенная параметрическая структурная схема многослойного электроупругого двигателя

С учетом уравнения электроупругости (1) получим систему уравнений для обобщенной структурно-параметрической модели многослойного электроупругого двигателя:

$$\left.\begin{aligned} \Xi_1(p) &= \frac{1}{M_1p^2}\left\{-F_1(p) + \frac{1}{\chi_{ij}^\Psi} \times \right. \\ &\left. \times \left[\nu_{mi}\Psi_m(p) - \frac{\gamma}{\mathrm{sh}(l\gamma)}[\mathrm{ch}(l\gamma)\Xi_1(p) - \Xi_2(p)]\right]\right\}; \\ \Xi_2(p) &= \frac{1}{M_2p^2}\left\{-F_2(p) + \frac{1}{\chi_{ij}^\Psi} \times \right. \\ &\left. \times \left[\nu_{mi}\Psi_m(p) - \frac{\gamma}{\mathrm{sh}(l\gamma)}[\mathrm{ch}(l\gamma)\Xi_2(p) - \Xi_1(p)]\right]\right\}, \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

где $\dfrac{1}{\chi_{ij}^\Psi} = \dfrac{S_0}{s_{ij}^\Psi}$; $\nu_{mi} = \begin{cases} d_{33}, d_{31}, d_{15} \\ g_{33}, g_{31}, g_{15} \\ d_{33}, d_{31}, d_{15} \end{cases}$; $\Psi_m = \begin{cases} E_3, E_1 \\ D_3, D_1 \\ H_3, H_1 \end{cases}$;

$s_{ij}^\Psi = \begin{cases} s_{33}^E, s_{11}^E, s_{55}^E \\ s_{33}^D, s_{11}^D, s_{55}^D \\ s_{33}^H, s_{11}^H, s_{55}^H \end{cases}$; $c = \begin{cases} c^E \\ c^D \\ c^H \end{cases}$; $\gamma = \begin{cases} \gamma^E \\ \gamma^D \\ \gamma^H \end{cases}$ (верхние строки и индексы E и D соответствуют управлению по напряжению и току).

Системе уравнений (5) соответствует параметрическая структурная схема многослойного электроупругого двигателя (рис. 1).

Обобщенная структурно-параметрическая модель многослойного электроупругого двигателя позволяет получить его передаточные функции как отношение преобразования Лапласа перемещения грани двигателя к преобразованию Лапласа соответствующего входного электрического параметра или к преобразованию Лапласа соответствующей силы при нулевых начальных условиях.

Совместное решение уравнений для перемещений двух граней многослойного электроупругого двигателя дает систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned}\Xi_1(p) &= W_{11}(p)\Psi_m(p) + W_{12}(p)F_1(p) + \\ &+ W_{13}(p)F_2(p);\\ \Xi_2(p) &= W_{21}(p)\Psi_m(p) + W_{22}(p)F_1(p) + \\ &+ W_{23}(p)F_2(p).\end{aligned}\right\} \quad (6)$$

Здесь $W_{11}(p) = \dfrac{\Xi_1(p)}{\Psi_m(p)} = \dfrac{\nu_{mi}}{A_{ij}}\left[M_2\overset{\Psi}{\chi}_{ij}p^2 + \gamma\mathrm{th}\left(\dfrac{l\gamma}{2}\right)\right]$,

$$W_{21}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{\Psi_m(p)} = \frac{\nu_{mi}}{A_{ij}}\left[M_1\overset{\Psi}{\chi}_{ij}p^2 + \gamma\mathrm{th}\left(\frac{l\gamma}{2}\right)\right],$$

$$W_{12}(p) = \frac{\Xi_1(p)}{F_1(p)} = -\frac{\overset{\Psi}{\chi}_{ij}}{A_{ij}}\left[M_2\overset{\Psi}{\chi}_{ij}p^2 + \frac{\gamma}{\mathrm{th}(l\gamma)}\right],$$

$$W_{13}(p) = \frac{\Xi_1(p)}{F_2(p)} = W_{22}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_1(p)} = \frac{\overset{\Psi}{\chi}_{ij}\gamma}{A_{ij}\mathrm{sh}(l\gamma)},$$

$$W_{23}(p) = \frac{\Xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{\overset{\Psi}{\chi}_{ij}}{A_{ij}}\left[M_1\overset{\Psi}{\chi}_{ij}p^2 + \frac{\gamma}{\mathrm{th}(l\gamma)}\right] \quad —$$

передаточные функции; $A_{ij} = M_1M_2(\overset{\Psi}{\chi}_{ij})^2p^4 + \dfrac{(M_1+M_2)\overset{\Psi}{\chi}_{ij}}{c\mathrm{th}(l\gamma)}p^3 + \left[\dfrac{(M_1+M_2)\overset{\Psi}{\chi}_{ij}\alpha}{\mathrm{th}(l\gamma)} + \dfrac{1}{c^2}\right]p^2 + \dfrac{2\alpha}{c}p + \alpha^2$.

Из системы уравнений (6) получим обобщенную параметрическую структурную схему многослойного электроупругого двигателя (см. рис. 1) и матричное уравнение

$$\begin{bmatrix}\Xi_1(p)\\ \Xi_2(p)\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}W_{11}(p) & W_{12}(p) & W_{13}(p)\\ W_{21}(p) & W_{22}(p) & W_{23}(p)\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\Psi_m(p)\\ F_1(p)\\ F_2(p)\end{bmatrix}.$$

При промышленном применении многослойного ПД имеем упругоинерционную нагрузку в виде упругого элемента (пружины, мембраны) и инерционной массы нагрузки (координатного стола, сканирующего элемента) [6—10]. При одном закрепленном торце ПД, например при $x = 0$, и упругоинерционной нагрузке на ПД при $x = l$ для второго торца получим уравнение сил

$$T_3(t)S_0|_{x=l} = -M\frac{\partial^2\xi(t)}{\partial t^2} - (C_a + C_e)\xi(t), \quad (7)$$

где M — масса нагрузки; C_a — жесткость армирующего упругого элемента.

Из уравнения обратного пьезоэффекта с учетом формулы (7), т. е. сил, действующих на торец многослойного ПД, получим:

$$\left.\frac{\mathrm{d}\Xi(x,p)}{\mathrm{d}x}\right|_{x=l} = d_{33}E_3(p) - \frac{s_{33}^E Mp^2\Xi(p)}{S_0} - \frac{s_{33}^E(C_a+C_e)\Xi(p)}{S_0}, \quad (8)$$

где $\Xi(p) = \Xi_2(p)$, $\Xi(x, p)$ — преобразования Лапласа перемещения торца и сечения многослойного ПД; $E_3(p)$ — преобразования Лапласа напряженности электрического поля по оси 3.

Из выражения (8) получим выражение для структурно-параметрической модели многослойного ПД (рис. 2)

$$\frac{\Xi(p)\gamma}{\mathrm{th}(l\gamma)} + \frac{\Xi(p)s_{33}^E Mp^2}{S_0} + \frac{\Xi(p)s_{33}^E(C_a+C_e)}{S_0} = d_{33}E_3 \quad (9)$$

и передаточную функцию

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33}}{s_{33}^E Mp^2/S_0 + \gamma/\mathrm{th}(l\gamma) + s_{33}^E(C_a+C_e)/S_0}. \quad (10)$$

Передаточная функция многослойного ПД, закрепленного одним торцом, при продольном пьезоэффекте и упругоинерционной нагрузке как электромеханической системы [6—10] с распределенными параметрами имеет вид:

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{U_0(p)} = \frac{nd_{33}}{(RnC_0p+1)\left[\dfrac{Mp^2}{C_c} + l\gamma\mathrm{cth}(l\gamma) + \dfrac{C_a+C_e}{C_c}\right]}, \quad (11)$$

где $C_c = S_0/(s_{33}^E l) = m_c(c^E)^2/l^2$ — жесткость многослойного ПД при продольном пьезоэффекте; m_c — масса многослойного ПД; $U_0(p)$ — преобразование Лапласа напряжения источника питания; R — сопротивление согласующих цепей; C_0 — емкость пьезопластины в многослойном ПД.

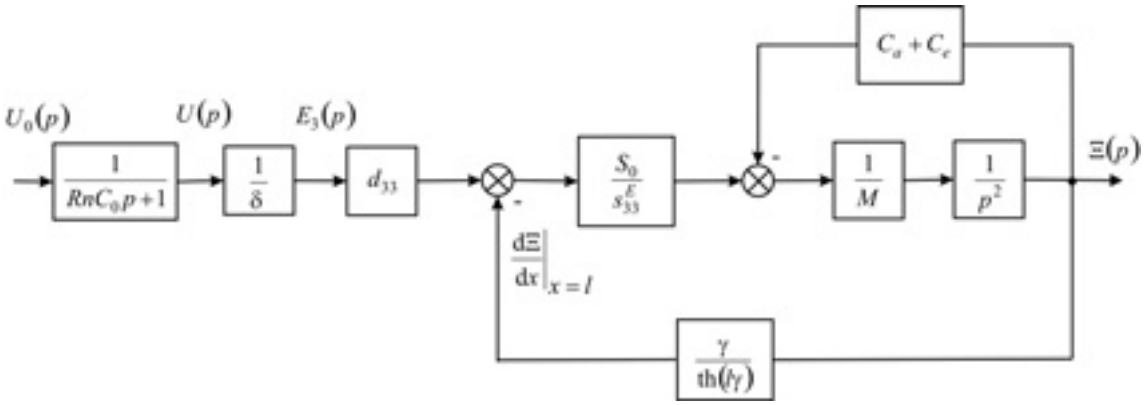


Рис. 2. Параметрическая структурная схема многослойного пьезодвигателя, закрепленного одним торцом, при продольном пьезоэффекте

Для $R = 0$ частотная передаточная функция

$$W(j\omega) = \frac{\Xi(j\omega)}{E_3(j\omega)} = \\ = \frac{d_{33}l}{\frac{M(j\omega)^2}{C_c} + \left(\frac{j\omega l}{c^E}\right)\mathrm{cth}\left(\frac{j\omega l}{c^E}\right) + \frac{C_a + C_e}{C_c}}, \qquad (12)$$

где ω — круговая частота; j — мнимая единица.

При $\alpha = 0$ характеристическое частотное уравнение имеет вид:

$$\frac{\omega l}{c^E}\mathrm{ctg}\left(\frac{\omega l}{c^E}\right) = \frac{M\omega^2}{C_c} - \frac{C_a + C_e}{C_c}. \qquad (13)$$

Введем обозначения: $k = \omega/c^E$ — частотный коэффициент; $a = (C_a + C_e)/C_c$ — суммарная жесткость упругого элемента нагрузки (жесткость элемента армирования и упругой нагрузки), приведенная к жесткости многослойного ПД; $b = M/m_c = M(c^E)^2/(C_c l^2)$ — масса нагрузки, приведенная к массе многослойного ПД.

С учетом введенных обозначений характеристическое уравнение (13) примет вид:

$$\mathrm{ctg}kl = -\frac{a}{kl} + bkl. \qquad (14)$$

При упругой нагрузке и $M = 0$ имеем $b = 0$ и уравнение $\mathrm{ctg}kl = -\frac{a}{kl}$. Для $a = 0{,}2$ первые три корня уравнения таковы: $k_1 l = 1{,}69$; $k_2 l = 4{,}76$; $k_3 l = 7{,}88$. При наличии упругого элемента резонансная частота многослойного ПД возрастает (рис. 3).

Для инерционной нагрузки и $C_a = C_e = 0$ имеем: $a = 0$ и характеристическое уравнение $\mathrm{ctg}kl = bkl$. Соответственно при $b = 0{,}5$ корни уравнения таковы: $k_1 l = 1{,}08$; $k_2 l = 3{,}64$; $k_3 l = 6{,}58$. При наличии инерционной нагрузки резонансная частота ПД уменьшается (см. рис. 3).

Для многослойного пьезодвигателя с одним свободным торцом ($C_a = C_e = 0$ и $M = 0$) получим: $a = 0$, $b = 0$ и уравнение $\mathrm{ctg}kl = 0$, решения которого $k_i l = \pi(2i - 1)/2$, $i = 1, 2, ...$, (см. рис. 3). Первые три корня характеристического уравнения: $k_1 l = \pi/2 = 1{,}57$; $k_2 l = 3\pi/2 = 4{,}71$; $k_3 l = 5\pi/2 = 7{,}85$. Первая резонансная частота пьезодвигателя с одним свободным торцом: $f_1 = c^E/(4l)$. При $c^E = 3 \cdot 10^3$ м/с и $l = 40$ мм имеем $f_1 = 18{,}75$ кГц.

Используя аппроксимацию гиперболического котангенса в формуле (11) двумя членами степенного ряда, получим выражение для передаточной функции многослойного ПД при продольном пьезоэффекте для упругоинерционной нагрузки при $M \gg m_c$ (M и m_c — массы нагрузки и многослойного ПД):

$$W(p) = \frac{\Xi(p)}{U(p)} = \\ = \frac{d_{33}n}{[1 + (C_a + C_e)/C_c](T_t^2 p^2 + 2T_t\xi_t p + 1)}, \qquad (15)$$

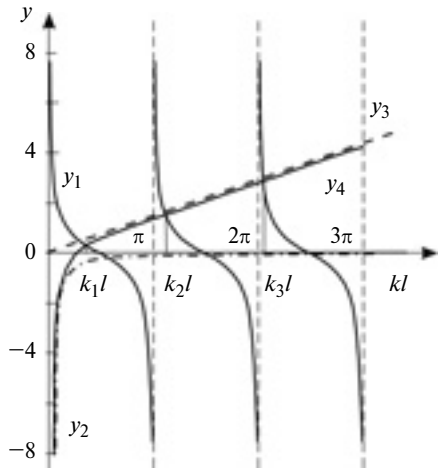


Рис. 3. Резонансные частоты многослойного пьезодвигателя: $y_1 = \mathrm{ctg}kl$; $y_2 = -\frac{a}{kl}$; $y_3 = bkl$; $y_4 = -\frac{a}{kl} + bkl$

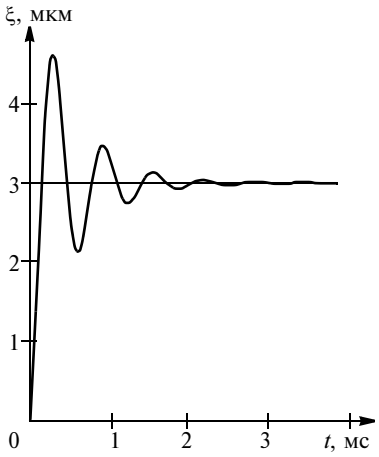


Рис. 4. Переходная характеристика многослойного пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте для упругоинерционной нагрузки при $M \gg m_c$

где $\Xi(p)$, $U(p)$ — преобразования Лапласа перемещения торца и напряжения на обкладках ПД; $T_t = \sqrt{M/(C_a + C_e + C_c)}$ — постоянная времени; $\xi_t = \alpha l^2 C_c/[3c^E \sqrt{M/(C_a + C_e + C_c)}]$ — коэффициент затухания колебательного звена.

Для многослойного ПД с передаточной функцией (15) при продольном пьезоэффекте из пьезокерамики ЦТС-19 при упругоинерционной нагрузке и ступенчатом входном напряжении амплитудой $U_m = 150$ В получим: $\xi_m = 3$ мкм; $\xi_t = 0{,}1$; $T_t = 0{,}9$ мс (рис. 4).

Решение матричных уравнений в задачах электроупругости позволяет построить структурно-параметрическую модель многослойного электроупругого двигателя, которая отражает преобразование электрической энергии в механическую энергию перемещаемого объекта при осуществлении нано- и микроперемещений. Обобщенная структурно-параметрическая модель многослойного электроупругого двигателя позволяет определить его передаточные функции и использовать методы теории автоматического управления в расчетах его динамических и статических характеристик для электромеханического привода нано- и микроперемещений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Миронов В. Л.** Основы сканирующей зондовой микроскопии. М.: Техносфера, 2004. 144 с.
2. **Варадан В., Виной К., Джозе К.** ВЧ МЭМС и их применение. М.: Техносфера, 2004. 528 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.** Структурно-параметрическая модель пьезодвигателя наноперемещений // Вестник машиностроения. 2001. № 5. С. 29—33.
7. **Афонин С. М.** Расчет статических и динамических характеристик пьезодвигателя наноперемещений // Вестник машиностроения. 2009. № 4. С. 3—6.
8. **Домаркас В. И., Кажис Р.-И. Ю.** Контрольно-измерительные пьезоэлектрические преобразователи. Вильнюс: Минтис, 1975. 255 с.
9. **Полянин А. Д.** Справочник по линейным уравнениям математической физики. М.: Физматлит, 2001. 576 с.
10. **Бесекерский В. А., Попов Е. П.** Теория систем автоматического регулирования. М.: Профессия, 2004. 752 с.

УДК 629.114

Х. А. ФАСХИЕВ, д-р техн. наук (ОАО "КАМАЗ", г. Набережные Челны), e-mail: faskhiev@mail.ru

Повышение долговечности резьбового соединения

Приведены результаты экспериментальных исследований влияния конструктивно-технологических факторов на долговечность шпилек крепления шаровой опоры к картеру переднего ведущего моста грузового автомобиля.

Ключевые слова: автомобиль, ведущий мост, шаровая опора, шпилька, долговечность, электромеханическая обработка.

The results of experimental study of the influence of structural and technological factors on the longevity of fastening bolts of ball bearing to the crankcase of the truck's front driving axle are presented.

Keywords: automobile, driving axle, ball bearing, stud, longevity, electromechanical treatment.

Создание новых конструкций автомобилей, наиболее полно удовлетворяющих требованиям потребителей, достигается дальнейшим развитием теоретических и расчетно-экспериментальных исследований автомобильной техники. Первостепенной задачей при создании грузовых автомобилей является обеспечение прочности и определенной техническим заданием надежности автомобиля при его минимальной материалоемкости. Отсутствие достоверных сведений о нагруженности и сопротивлении усталости материалов деталей препятствует созданию конструкций, полностью соответствующих условиям эксплуатации, поэтому при проектировании новых моделей особое значение при-

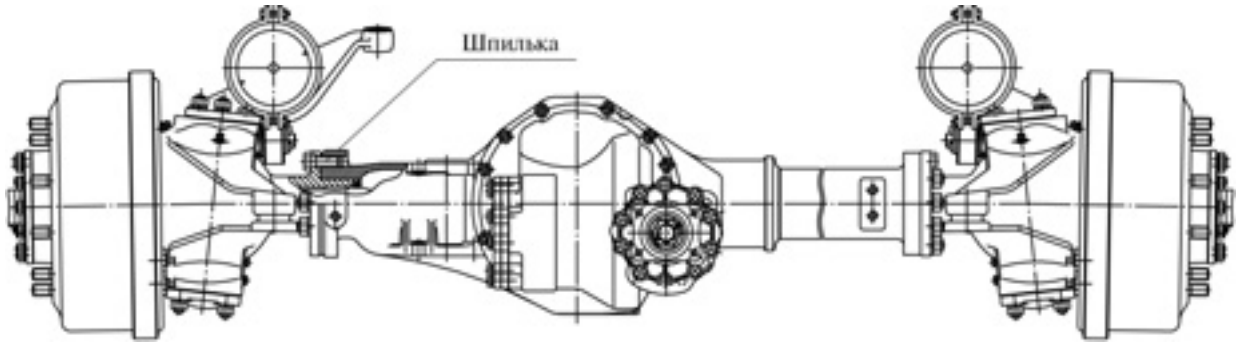


Рис. 1. Фланцевое соединение шаровых опор ВУМ автомобилей "КамАЗ"

обретает доводка конструкций. При ужесточении требований по металлоемкости необходимая и экономически целесообразная надежность автомобиля обеспечивается совершенствованием методов доводки. Исследования показывают, что в 60÷70 % случаев простои автомобилей происходят по причине несовершенства конструкций и технологии изготовления их деталей, основной причиной чего является несовершенство методов проектирования и доводки новых конструкций.

При проектировании конструктор часто выбирает одно решение из множества альтернативных, что довольно сложно, так как на стадии разработки учесть влияние всех конструктивно-технологических факторов на прочность и долговечность деталей невозможно. Для разработчиков особенно важно знать, какое влияние на долговечность конкретной конструкции оказывают конструктивно-технологические факторы. А такие знания дают опыт эксплуатации и стендово-дорожная доводка известных конструкций. При доводке конструкций необходимо, прежде всего, обеспечить надежность наиболее нагруженных деталей автомобиля, которые лимитируют его надежность и влияют на безопасность движения автомобиля в целом. В конструкции полноприводных грузовых автомобилей такими деталями являются шпильки крепления шаровых опор ведущих управляемых мостов (ВУМ). В большинстве моделей отечественных автомобилей этот узел имеет сходную конструкцию (рис. 1).

Практика дорожных и стендовых испытаний ВУМ полноприводных автомобилей "КамАЗ" грузоподъемностью 6 т показала, что наиболее "слабыми" элементами являются шаровые опоры и шпильки их крепления (рис. 2). Для крепления шаровых опор в моделях "КамАЗ" используются шпильки М18×1,5 класса прочности 8.8, изготовленные из стали 20Г2Р.

Испытания показали, что долговечность до разрушения в тысячах циклов составила: для шпильки со стороны длинного рукава (см. рис. 2, *а*) — 406, 350, 247, 150, 873, 349, 323, 300, 313, 334, 289, 668, 213, 482 и 375; для шаровой опоры по R4 со стороны короткого рукава (см. рис. 2, *б*) — 290, 476, 610 и 376; для шаровой опоры по R15 со стороны короткого рукава (см. рис. 2, *в*) — 718, 296, 333, 338, 81 и 212; для шаровой опоры по R15 со стороны длинного рукава — 76. Данные результаты были получены в ходе стендовых испытаний ВУМ в сборе (рис. 3). Регулярную отнулевую циклическую нагрузку F = 125 кН, в 2,5 раза превышающую номинальную нагрузку на мост, прикладывали с частотой 7 Гц на рессорные площадки картера с помощью гидропульсатора PZA (Германия).

В работе [1] показано, что для надежной работы ВУМ при эксплуатации все его несущие детали должны иметь долговечность не менее 500 тыс. циклов нагружения при стендовых испытаниях в при-

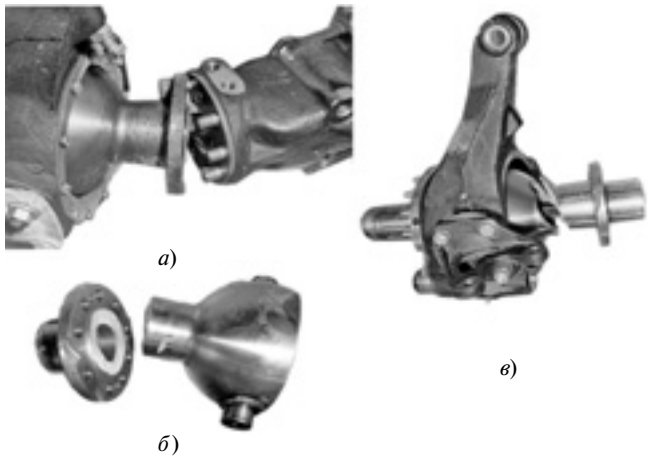


Рис. 2. Характерные виды разрушений переднего ВУМ:
а — шпилек; *б*, *в* — поворотной цапфы

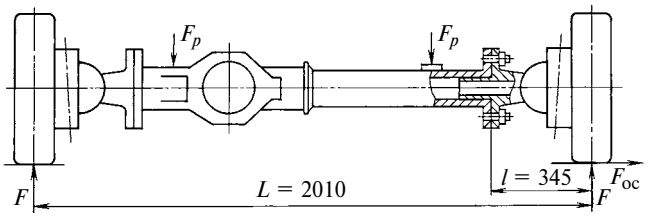


Рис. 3. Схема нагружения ВУМ в сборе при циклических стендовых испытаниях несущих деталей на долговечность

веденном режиме. В ходе стендовых испытаний средняя долговечность шпилек крепления шаровых опор составила 530 тыс. циклов, что на 6 % больше нормативной стендовой долговечности. Однако отдельные шпильки разрушаются при наработке 200÷250 тыс. циклов, что существенно меньше нормативной долговечности. При этом следует иметь в виду, что при разрушении одной нижней шпильки нагрузка перераспределяется между остальными шпильками и через 20÷30 тыс. циклов они тоже начинают поочередно разрушаться, что приводит к потере работоспособности ВУМ, а в результате — к дорожно-транспортному происшествию.

Наблюдения показывают, что шпильки крепления шаровых опор всегда разрушаются по первому со стороны опорного торца гайки витку резьбы, который воспринимает до 30 % всей нагрузки, а витки резьбы со стороны свободного торца гайки остаются практически ненагруженными. Это обусловлено неблагоприятным сочетанием деформаций гайки и стержня под действием внешней нагрузки. Участки резьбы шпильки, ближайшие к точке приложения нагрузки, растягиваются сильнее, а витки резьбы деформируются в направлении действия нагрузки. Участки резьбы гайки, ближайшие к опорной поверхности, сжимаются сильнее, а витки резьбы деформируются в направлении, противоположном смещению витков стержня. Наибольшее смещение имеет первый виток резьбы стержня, отсюда — повышенная нагрузка на него и возникновение очага усталостной трещины в его впадине.

Выровнять нагрузку по виткам резьбы можно, прибегнув к специальным конструкторско-технологическим решениям: например, уменьшить шаг резьбы шпильки по сравнению с шагом резьбы гайки. Это можно осуществить увеличением шага метчика. В таком резьбовом соединении при отсутствии внешней нагрузки нижние витки резьбы шпильки будут "отставать" от витков гайки, т. е. между витками резьб будет зазор. По мере приложения нагрузки, т. е. растяжения стержня и сжатия гайки, витки резьбы стержня будут последовательно "садиться" на витки резьбы гайки и зазор будет "выбираться". При полной нагрузке все витки резьбы будут нагружаться более равномерно, чем в обычных резьбовых соединениях.

Для правильного конструирования соединения с разными шагами резьб необходимо точно рассчитать разность шагов резьбы шпильки и гайки. Методику расчета разности шагов рассмотрим на примере шпилек крепления шаровых опор ВУМ автомобилей "КамАЗ". Долговечность шпилек при испытаниях на стенде оценивалась нагрузкой, в 2,5 раза превышающей номинальную нагрузку на мост. Разность шагов резьб гайки и шпильки рас-

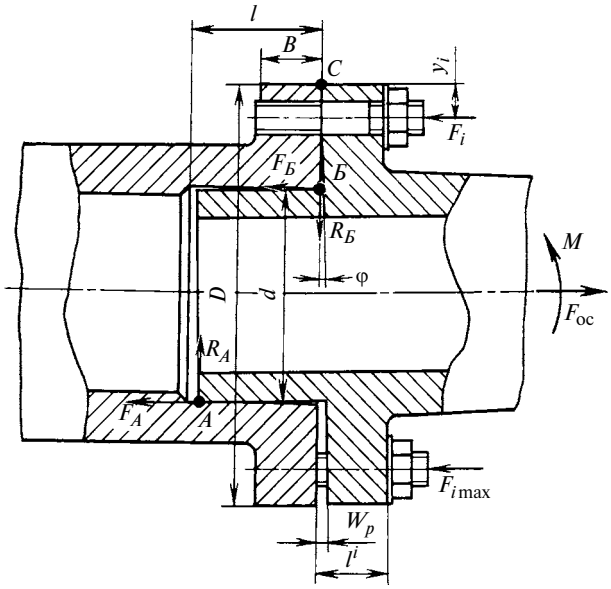


Рис. 4. Расчетная схема фланцевого соединения с шаровой опорой

считаем исходя из этой нагрузки. Если обеспечить стендовую нормативную долговечность шпилек, то при эксплуатации разрушение шпилек можно исключить.

На стержень наиболее нагруженной нижней шпильки действует сила [3]:

$$F_{i\max} = \frac{\{-F[L + l/2 + f(d/2)] + F_{ос}(l/2)f\}y_{i\max}}{\sum\limits_{i=1}^{n} y_i^2 + [-l/(2f) + l(f/2) + f^2(d/2) - D/2]\sum\limits_{i=1}^{n} y_i}, \quad (1)$$

где n — число шпилек; f — коэффициент трения деталей соединения; F и $F_{ос}$ — вертикальная и осевая силы, действующие на колесо; L — расстояние от центра колеса до фланца (см. рис. 3); l — длина контактной зоны хвостовой части шаровой опоры (рис. 4); d — диаметр хвостовой части шаровой опоры; D — наружный диаметр фланца; y_i — расстояние от центра i-й шпильки до точки C опоры фланца (см. рис. 4); $y_{i\max}$ — расстояние от нижней шпильки до точки C.

Максимальный зазор между витками резьбы стержня и гайки приходится на первый виток со стороны опорного торца гайки и определяется соотношением $h = z\Delta S$, где ΔS — величина, на которую шаг резьбы гайки больше шага резьбы стержня; z — число полных витков резьбы гайки.

Зазор h между витками резьбы в ненагруженном соединении при приложении внешней нагрузки выбирается при растяжении стержня и сжатии гайки. Для обеспечения нулевого зазора на первом вит-

ке резьбы наиболее нагруженной нижней шпильки необходимо соблюдение условия:

$$\Delta S = \frac{F_{i\max} l_{\text{р}}}{Ez}[k(1-\chi)+\chi]\left(\frac{1}{A_1}+\frac{1}{A_2}\right), \qquad (2)$$

где $F_{i\max}$ — нагрузка, определяемая по формуле (1); $l_{\text{р}}$ — длина резьбового соединения; E — модуль упругости материала гайки и шпильки; χ — коэффициент внешней нагрузки, для деталей из стали $\chi = 0{,}2$; k — коэффициент запаса по нераскрытию стыка, рекомендуется $k = 1{,}2$; A_1, A_2 — площади поперечного сечения шпильки и гайки соответственно, рассчитываются по впадинам резьбы.

Для шпилек М18×1,5 крепления шаровых опор к картеру моста автомобилей "КамАЗ" рассчитанная по формуле (2) разность шагов резьбы $\Delta S = 13$ мкм. Согласно ГОСТ 24834—76 предельное отклонение шага резьбы при $S = 1{,}5$ мм равно +16 мкм. Следовательно, для получения положительного эффекта от применения разношаговой резьбы в соединении разность шагов резьбы винта и гайки должна быть не менее $\Delta S = 29$ мкм.

Для экспериментальной проверки влияния выполнения резьб шпильки и гайки с разным шагом на долговечность соединения были изготовлены 10 опытных шпилек из стали 20Г2Р, как и для серийного автомобиля "КамАЗ-43114". На ввертном конце шпилек нарезали стандартную резьбу М18×1,5, на другом конце — опытную с уменьшенным шагом М18×1,47, т. е. с шагом резьбы на 30 мкм меньше шага резьбы гайки. Реальные размеры номинального диаметра d и шага S резьб опытных шпилек измеряли электронным микроскопом с точностью до 0,001 мм. Результаты измерений геометрических параметров резьбы опытной шпильки приведены в таблице.

Опытные шпильки на сопротивление усталости испытывали на сервогидравлическом стенде MTS 38-01 (США) с помощью специального приспособления, состоящего из двух втулок со стержнями для зажима захватами стенда. Конец шпильки со стандартной резьбой ввертывали в одну из втулок приспособления, другую втулку присоединяли к нему, используя опытную резьбу. Таким образом имитировали фланцевое соединение. Соединение затягивали динамометрическим ключом с моментом 20 Н · м.

Номер шпильки	Стандартная резьба М18×1,5-6*g*			Опытная резьба М18×1,47		
	d, мм	*S*, мм	Δ*S*, мм	*d*, мм	*S*, мм	Δ*S*, мм
1	17,852	1,500	0	17,802	1,469	0,031
2	17,807	1,500	0	17,794	1,462	0,038
3	17,799	1,499	0,001	17,814	1,470	0,030
4	17,839	1,500	0	17,801	1,469	0,031
5	17,855	1,500	0	17,831	1,468	0,032
6	17,840	1,500	0	17,867	1,462	0,038
7	17,723	1,499	0,001	17,808	1,464	0,036
8	17,848	1,495	0,005	17,810	1,469	0,031
9	17,862	1,500	0	17,805	1,465	0,035
10	17,845	1,500	0	17,842	1,467	0,033

Средняя внешняя нагрузка при испытаниях составляла 70 кН, амплитуда нагрузок — 20 кН. Усилие прилагалось с частотой 10 Гц. При разрушении шпильки по одному витку резьбы шпильку зажимали и испытания продолжали до разрушения по другому витку резьбы, что позволило ускорить испытания и сократить число образцов, так как на одном образце получали результат и для стандартной, и для опытной резьбы.

Результаты испытаний опытных шпилек показали, что долговечность резьбового соединения с разным шагом резьб в среднем в 1,45 раз больше долговечности соединения со стандартной резьбой М18×1,5. Ввертной конец шпильки со стандартной резьбой разрушается по первому витку, а опытная резьба разрушалась, как правило, по второму или третьему витку. При выбранной нагрузке первый виток разношаговой резьбы менее нагружен и нагрузка распределяется по виткам более равномерно, чем у стандартной резьбы, что подтверждает более высокую долговечность опытной резьбы. Разрушение опытных шпилек по второму—третьему виткам резьбы гайки доказывает, что исполнение деталей соединения с разными шагами резьбы позволяет более равномерно распределять нагрузку по ее виткам.

Результаты испытаний 10 шпилек на сопротивление усталости показали, что наработка до разрушения стандартной резьбы М18×1,5 составила в среднем 199,2 тыс. циклов, в то время как средняя наработка до разрушения опытной резьбы составила 288,8 тыс. циклов.

Еще одним эффективным способом повышения долговечности резьбовых соединений является поверхностное пластическое деформирование (ППД) резьбы [2]. Однако этот способ имеет один существенный недостаток — для создания остаточных напряжений сжатия во впадинах резьбы требуется прикладывать большие усилия к обкатному ролику. Эффект повышения долговечности резьбового соединения от применения ППД может быть усилен одновременным термическим и механическим воздействиями на резьбу при обкатывании. При этом, во-первых, снижается нагрузка на ролик, во-вторых, изменяется структура металла в зоне контакта ролика с поверхностью резьбы.

Для обеспечения высокой прочности резьбовые детали, как правило, изготовляют из доэвтектоидных сталей (C < 0,8 %) и подвергают термообработке до твердости 35÷42 *HRC* (термоулучшению). С повышением прочности по всему сечению шпильки чувствительность материала к концентрации напряжений повышается, поэтому данная твердость является рациональной, но она может быть повышена в локальных зонах, в частности во впадинах резьбы. Для этого поверхность резьбы нагревают до температуры перлитно-мартенситного превращения, при которой диффузия атомов железа замедлена, а диффузия атомов углерода протекает сравнительно быстро. По этой причине образующаяся структура имеет особенности как диффузионного перлитного превращения, так и бездиффузионного мартенситного превращения. При этом в локальных зонах образуется структура из низкоуглеродистого мартенсита и частиц цементита — так называемая структура бейнита, которая по сравнению с продуктами распада аустенита в перлитной области (сорбит, тростит) имеет более высокие твердость и прочность. Для получения бейнитной структуры температура нагревания для доэвтектоидных сталей должна составлять 750÷1000 °С.

Для исследования влияния ППД с нагреванием при нарезании резьбы на долговечность шпилек крепления шаровой опоры автомобилей семейства "КамАЗ" были изготовлены опытные шпильки, стандартная резьба у которых накатывалась электромеханическим способом, а опытная резьба М18×1,5 — специальным роликом диаметром 50 мм с углом профиля 60° и радиусом профиля 0,20 мм. Усилие на ролик при накатывании составляло 450 Н. Для нагревания зоны профиля резьбы ролик подключали к положительному, а шпильку — к отрицательному полюсу источника питания. Напряжение в цепи равнялось 3,6 В, сила тока — 500 А. Накатывание выполняли со скоростью 1,2 м/мин.

Шпильки изготовляли из стали 20Г2Р (ТУ 14-1-4486—88) с содержанием элементов, %: C — 21; Mn — 1,14; Si — 0,21; Ni — 0,10; B — 0,004; Ti — 0,01; Al — 0,013. После нарезания стандартной резьбы шпильки подвергали термоулучшению до твердости 36 *HRC*, после чего на одном конце шпильки электромеханическим способом накатывалась опытная резьба в режиме: напряжение в цепи — 3,6 В, сила тока — 500 А, скорость накатки — 1,2 м/мин.

Сравнительные испытания шпилек проводили на том же приспособлении, что и испытания разношагового шпилечного соединения. Среднее напряжение в стержне шпильки — 105 МПа, амплитуда напряжений — 95 МПа, частота нагружения — 10 Гц.

Результаты стендовых испытаний показали, что для 10 опытных шпилек средняя долговечность стандартной резьбы М18×1,5 составила 111,7 тыс. циклов, а резьбы, обработанной электромеханическим способом, — 253,4 тыс. циклов, что в 2,2 раза больше. При расчете средней долговечности не учитывались максимальные и минимальные значения. Кроме того, при данном методе усилие обкатывания уменьшается в среднем на 50 %.

Металлографический анализ микроструктуры резьбы, обработанной электромеханическим способом, показал, что сердцевина шпильки имеет сорбитную структуру твердостью 36 *HRC*, а зоны профиля резьбы до глубины 0,4÷0,5 мм — бейнитную твердостью 50 *HRC*.

Долговечность резьбового соединения при электромеханической обработке повышается в результате совместного влияния увеличения механических характеристик материала шпильки при термообработке впадин резьбы (опасной зоны) и создания напряжений сжатия во впадинах резьбы ППД.

Таким образом, конструкторско-технологические решения являются эффективным способом повышения надежности резьбовых соединений. Так, в результате разношагового выполнения резьбы шпильки и гайки долговечность шпилек может быть повышена на 45 %. Разность шагов должна рассчитываться из условия устранения зазора между первыми витками резьбы стержня и гайки при максимальной внешней нагрузке на соединение. Для шпилек крепления шаровой опоры автомобиля "КамАЗ-4310" оптимальная разность шагов составила $\Delta S = 29$ мкм.

Другой метод повышения долговечности резьбовых соединений — электромеханическая обработка резьбы. В данном случае эффект достигается в результате одновременного применения ППД впадин резьбы и локальной термической обработки зон концентраций напряжений. Для термоулучшенных доэвтектоидных сталей при электромеханической обработке резьбы локальный нагрев поверхности резьбы до 800÷1000 °С приводит к образованию по профилю резьбы бейнитной структуры, механические характеристики которой в среднем на 30 % выше, чем структуры сердцевины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Фасхиев Х. А., Шамсутдинов Ф. А.** Нормы прочности для деталей передних ведущих мостов // Автомобильная промышленность. 1996. № 2. С. 19—22.
2. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчет деталей машин и конструкции на прочность и долговечность. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.
3. **Фасхиев Х. А., Галимянов А. Д.** Расчет групповых болтовых соединений // Машиностроитель. 2006. № 12. С. 25—29.

УДК 627.771

Т. В. БРОВМАН, канд. техн. наук (Тверской ГТУ), e-mail: brovman@mail.ru

Утилизация изношенных транспортных средств

Рассматриваются варианты утилизации кузовов автомобилей в валковых агрегатах и на прессе, пути оптимизации процесса.

Ключевые слова: транспортное средство, утилизация, резка, сепарация.

The paper considers the variants of automotive body utilization in the rolling assemblies and on the press. Optimization paths of the utilization process are discussed.

Keywords: vehicle, utilization, cutting, separation.

Утилизация изношенных транспортных средств (ТС), в первую очередь автомобилей, имеет большое значение и для экономики (вторичное сырье), и для охраны окружающей среды, так как брошенные автомобили, ржавея, загрязняют окружающую среду, а содержание их в помещениях требует значительных затрат.

Технологический процесс утилизации автомобилей начинается с осмотра, технического контроля и удаления элементов ТС, в первую очередь шин, которые должны быть направлены на специализированные предприятия для переработки, например в резиновую крошку [1]. Должны быть удалены и такие изделия как радиоприемники и некоторые приборы, в ряде случаев двери, иногда двигатель и подшипники, так как их переработка в металлолом не имеет смысла, если они полностью или частично находятся в удовлетворительном состоянии.

Технический контроль осуществляется с целью проверки, что в подлежащем утилизации ТС не осталось опасных материалов и жидкостей (например бензина, масел и пр.). Особо тщательного контроля требует военная техника.

Далее ТС подвергают обработке давлением — на прессе или прокаткой в валках, превращая их в пакеты постоянной толщины, которые затем разрезают на отдельные фрагменты от 0,1 × 0,1 до 0,3 × 0,5 м и длиной до 1,5÷3 м. Эти фрагменты поступают в плавильные агрегаты, в которых металл доводится до нужного состава и далее разливается, например, на установках непрерывного или полунепрерывного литья.

Крупногабаритные и прочные изделия, например корпуса танков, боевых машин пехоты, кораблей и т. п., утилизируются без прессования или прокатки, так как для этого потребовались бы очень мощные и дорогостоящие агрегаты. Для утилизации таких изделий применяют термическую резку, например газокислородную или плазменную. Число резов должно быть минимальным, а размеры отдельных фрагментов должны соответствовать размерам плавильных агрегатов, печей или специализированных танкоплавильных агрегатов [2].

Перед подачей в плавильные агрегаты фрагменты корпусов должны быть обработаны с целью отделения от металлов тканей, пластмасс, бумаги, резины, стекла и т. д. Желательно также разделить стальные и цветные металлы.

Специализированные участки термической резки должны быть оборудованы системами вентиляции и фильтрации — очистки газов, содержащих частицы окислов и капель затвердевших металлов. Термическая резка корпусов изделий военной техники, изготовленных из высоколегированных сталей, невозможна без подачи флюсов в зону резания. Для точного дозирования и подачи флюса требуются специальные устройства. При разрезании корпусов танков в помещениях необходимо предусмотреть защиту персонала от воздействия шума, уровень которого может достигать 110÷115 дБ и более.

Наиболее массовым видом продукции, подлежащей утилизации, являются автомобили, которые следует деформировать в пакеты для дальнейшей обработки. При утилизации менее 20÷30 тыс. автомобилей в год целесообразно применять пресс, схема которого представлена на рис. 1. Изделие *1* подается транспортером *2* в пресс *3*, его положение в котором определяется линейками *4* манипулятора. В данной схеме используется гидравлический пресс, в котором цилиндры *5* обеспечивают движение плиты 6 и деформирование изделия на плите *7*. Деформированное изделие в виде пакета *8* удаляется транспортером *9*. Если размеры пакетов *8* больше допустимых размеров заготовок, подлежащих переплавке, то их следует разрезать на меньшие фрагменты (рис. 2).

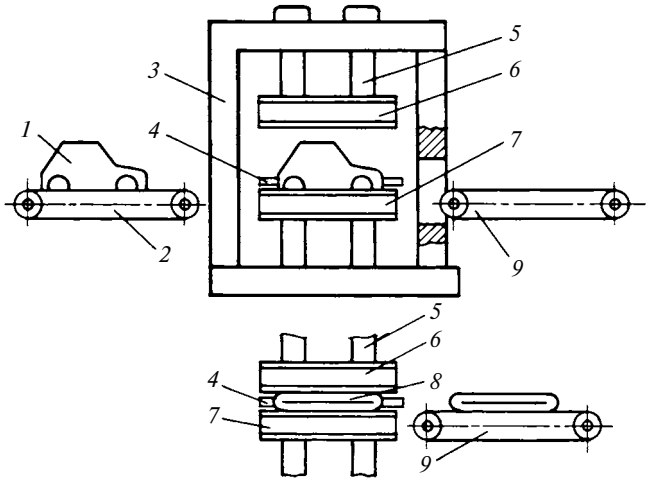


Рис. 1. Схема утилизации автомобилей в прессе

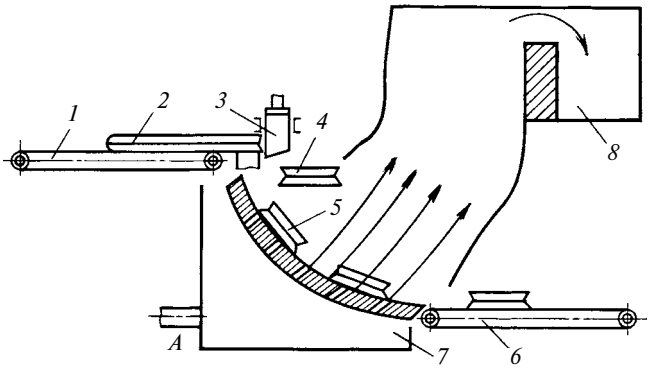


Рис. 2. Схема разрезания пакетов из деформированных кузовов

Во многих случаях эта операция необходима и для отделения от металлов тканей, пластмасс, текстиля и т. д. Транспортер *1* (см. рис. 2) подает заготовку *2* (пакет) к ножницам. Нож *3* отрезает фрагменты *4* требуемых размеров, которые по направляющей *5* попадают на транспортер *6* (можно использовать рольганги). В камеру *7* через трубу *A* подается воздух под давлением 0,2÷0,8 МПа, под воздействием которого от металлических частей разрезаемого пакета отделяются частицы ткани, резины и др. Эти частицы со струей воздуха попадают в камеру *8*, где и накапливаются.

Можно использовать ножницы с гидравлическим или электрическим приводом. В качестве ножниц *3* (см. рис. 2) лучше использовать конструкцию "летучие ножницы" [3], которые позволяют разрезать заготовки в процессе движения, что упрощает управление транспортерами и ножницами, не требуя их периодической остановки с включением приводов. В ряде случаев для разрезания пакетов можно использовать маятниковые или кривошипные ножницы конструкции ВНИИМЕТМАШа [4].

Деформирование можно выполнять на прессе с электромеханическим приводом или использовать, например, кривошипный пресс. Для деформирования деталей автомобилей можно применять также прокатные станы (рис. 3). Изделие *1*, например корпус автомобиля, подается транспортером *2* (или рольгангом) в первую клеть с рабочими валками *3* и *4*. Затем деформированное изделие поступает во вторую клеть с рабочими валками *5* и *6*, имеющими выступы на рабочих поверхностях. Деформированная и частично разрушенная заготовка *7* подается к летучим ножницам, содержащим упор *8*, верхний подвижный нож *9* и нижний нож *10*. Можно использовать летучие маятниковые (качающиеся) ножницы с возвратно-поступательным движением либо летучие ножницы барабанного типа (с двумя вращающимися барабанами, на которых укреплены ножи). Для этих этапов характерно использование устройств пневматической сепарации (УПС). Через форсунки *11* воздух под давлением 0,2÷0,8 МПа поступает для обдува разрезанных частей заготовки (иногда УПС располагают и между рабочими клетями). Задача УПС — отделение от металла частиц тканей, пластмасс, резины и пр. и подача их в камеру *12* и накопитель *13*. Металлические заготовки направляются в накопитель *14*. В ряде случаев эффективна импульсная подача воздуха через форсунки *11* УПС. Хорошая работа УПС во многом определяет экономическую эффективность станов и способствует защите окружающей среды от попадания в нее частиц пыли.

В Израиле, например, успешно применяют гидравлическую сепарацию материалов, но она требует большого расхода воды и не обеспечивает отделения от металла частиц стекла и некоторых пластмасс, плотность которых выше плотности воды.

Перед подачей в плавильные агрегаты фрагменты деформированной и разрезанной (измельченной) заготовки лучше пропустить через систему магнитной сепарации для отделения цветных металлов (сплавов меди, алюминия и др.) от ферромагнитных материалов (сталей).

Для деформирования корпуса с размерами $b \times h$ и усредненной толщиной δ стенки (рис. 4) следует приложить усилие P, которое приближенно с учетом экспериментальных данных можно определить по формуле $P = \dfrac{\pi E \delta^3}{3(1-\gamma^2)h}$, где E — модуль упругости; γ — коэффициент Пуассона.

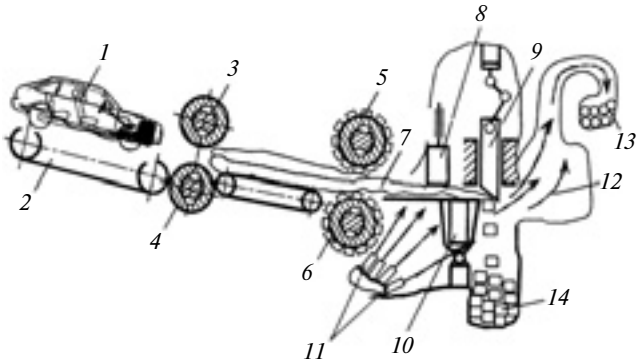


Рис. 3. Схема утилизации автомобилей в прокатных станах

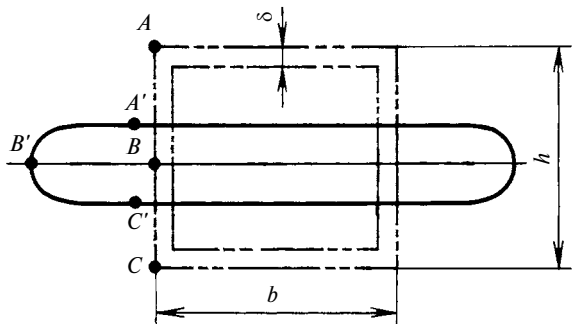


Рис. 4. Форма заготовки после окончательного обжатия

Согласно экспериментальным данным при смятии пакета (утилизируемой машины, имеющей форму призмы) трещины могут возникать вблизи зон A', B' и C' (см. рис. 4). Обычно полость призмы заполнена деталями, которые подвергаются пластической деформации с усилием 50÷100 кН на 1 м ширины пакета. В ряде случаев, при высокой стоимости металлов (сплавов), особенно при наличии в отходах дорогостоящих металлов, оправдано применение дополнительных операций (спекания, укрупнения разрушенных фрагментов и т. д.).

При выборе типа агрегата для утилизации необходимо учитывать, в первую очередь, его производительность, а также особенности конструкции обрабатываемых изделий. Это делается на основании технико-экономического анализа различных агрегатов.

В настоящее время важной задачей утилизации изношенного оборудования, в первую очередь изделий автотранспорта, является создание специализированных участков, которые обеспечат экономию материалов и позволят значительно улучшить защиту окружающей среды.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Экспериментальные** исследования условий реализации процесса прокатки применительно к измельчению резинотехнических отходов / А. И. Бойденко, Е. А. Емченко, В. В. Пилипенко, А. В. Муравьев // Краматорск: ДДМА, 2003. С. 146—149.
2. **Технологическое** обоснование проекта танкоплавильного агрегата / С. А. Купенников, М. П. Клюев, А. Ф. Вшикарев и др. // Изв. вузов. Черная металлургия. 1996. № 1. С. 63—68.
3. **Бровман Т. В., Панасенков А. П.** Специализированные прокатные станы для разрушения и измельчения изделий // Производство проката. 2009. № 3. С. 43—48.
4. **Жукевич-Стоша Е. А., Крылов Н. И., Попов Б. В.** Работы ВНИИМЕТМАШ по созданию летучих режущих устройств // Тр. ВНИИМЕТМАШа. № 12. М.: ВНИИМЕТМАШ. 1964. С. 254—285.

УДК [669...867:621.791.92]:620.172.21

Г. И. БОНДАРЕВА, канд. техн. наук (ФГОУ ВПО "Московский государственный агроинженерный университет им. В. П. Горячкина"), e-mail: boss2569@yandex.ru

Обоснование перераспределения остаточных напряжений в плазменно-напыленных покрытиях

Представлена математическая модель перераспределения остаточных напряжений в плазменно-напыленных покрытиях деталей при их оплавлении.

Ключевые слова: математическая модель, плазменное напыление, покрытия, остаточные напряжения.

A mathematical model of redistribution of residual stresses in plasma-sprayed coating of the details at their melting is presented.

Keywords: mathematical model, plasma spraying, coatings, residual stresses.

Остаточные напряжения оказывают существенное влияние на основные эксплуатационные свойства деталей машин с плазменно-напыленными покрытиями (ПНП). При напылении в покрытиях возникают, как правило, внутренние растягивающие напряжения, которые значительно снижают их износостойкость и сцепляемость с основой [1].

Одним из технологических приемов снижения остаточных напряжений в ПНП является их оплавление до температуры, не превышающей температуру плавления покрытия и материала основы, с последующей выдержкой в таком состоянии в течение некоторого времени. При этом температура нагревания и продолжительность выдержки определяются эмпирически. Предлагаемая методика обоснования перераспределения остаточных напряжений в ПНП основана, прежде всего, на управлении такими технологическими параметрами, как продолжительность и температура оплавления.

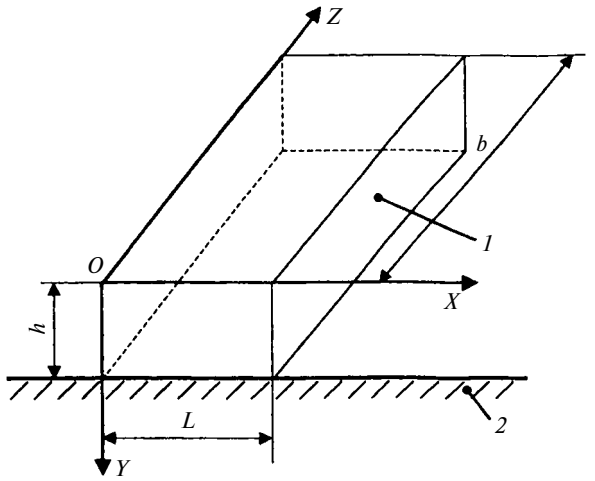
Анализ экспериментальных данных [2, 3] показывает, что материалы деталей машин при нагревании до определенной температуры приобретают свойство ползучести (уменьшение деформаций при постоянной нагрузке) и релаксации (уменьшение напряжений при постоянной деформации). При этом характер развития деформаций во времени при постоянной нагрузке близок к экспоненциальному или степенному.

На основании теории наследственной упругости [3] предложена математическая модель, учитывающая взаимосвязь между напряжением σ и деформацией ε:

$$\varepsilon(t) = \frac{1}{E}\left[\sigma(t) + \int_0^t k(t-\tau)\sigma(t)\mathrm{d}(t)\right]; \qquad (1)$$

$$\sigma(t) = E\left[\varepsilon(t) - \int_0^t R(t-\tau)\varepsilon(\tau)\mathrm{d}\tau\right], \qquad (2)$$

где E — модуль упругости покрытия; $k(t-\tau)$ — ядро ползучести конструкционного материала, являющееся его физической характеристикой; $R(t-\tau)$ — резольвента ядра ползучести.



Для получения качественной картины достаточно принять ядро ползучести в виде:

$$k(t-\tau) = \delta\exp[-\delta_1(t-\tau)], \qquad (3)$$

где $\delta(T)$ и $\delta_1(T)$ — установленные экспериментально параметры ползучести материала, являющиеся функциями температуры T.

Для удобства выражения (2) и (3) запишем в виде: $\varepsilon = 1/\tilde{E}$ и $\sigma = \tilde{E}\varepsilon$.

Для оценки напряжений в покрытии при оплавлении рассматривали его релаксацию в полосе длиной b, шириной L и толщиной h в предположении, что деталь при оплавлении от исходной до конечной температуры нагревается достаточно быстро, а модуль упругости основного материала существенно выше модуля упругости покрытия (рисунок). Допустим также, что разность $\varepsilon_0 = \varepsilon_2 - \varepsilon_1$ между деформациями покрытия (ε_2) и основы (ε_1) обусловлена в основном кристаллизацией материала покрытия и незначительно изменяется при нагревании до температуры оплавления. В данном случае для определения исходного (после напыления) напряженно-деформированного состояния необходимо решить систему уравнений вида:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial}{\partial X}\sigma_x + \dfrac{\partial \tau_{xy}}{\partial Y} = 0; \\ \dfrac{\partial}{\partial Y}\sigma_y + \dfrac{\partial \tau_{xy}}{\partial X} = 0; \\ \varepsilon_x = \dfrac{\partial U}{\partial x} = \dfrac{1}{E}[(1-\nu)^2\sigma_x - \nu(1+\nu)\sigma_y]; \\ \varepsilon_y = \dfrac{\partial V}{\partial y} = \dfrac{1}{E}[(1-\nu)^2\sigma_y - \nu(1+\nu)\sigma_x]; \\ \gamma_{xy} = \dfrac{\partial U}{\partial y} + \dfrac{\partial V}{\partial x} = \dfrac{2(1+\nu)}{E}\tau_{xy} \end{cases} \qquad (4)$$

при выполнении следующих ограничений, определяющих границы области данных исследований:

$$\begin{cases} \sigma_x(0, y) = \sigma_x(L, y) = \tau_{xy}(x, 0) = \sigma_y(x, 0) = 0; \\ V(x, h) = 0; \\ U(x, h) = \varepsilon\left(x - \dfrac{L}{2}\right), \end{cases} \qquad (5)$$

где σ_x и σ_y — нормальные напряжения в покрытии соответственно в направлении осей X и Y; τ_{xy} — касательное напряжение; ε_x и ε_y — нормальные деформации соответственно в направлении осей X и Y; γ_{xy} — сдвиговая деформация; U, V — перемещения соответственно в направлении осей X и Y; ν — коэффициент Пуассона.

В общем случае ограничения, вводимые в математическую модель, должны определяться спецификой каждой конкретной системы и условиями решаемых задач (прежде всего ее постановкой).

Таким образом, решение системы уравнений (4) с учетом условий (5) будет иметь вид:

$$\begin{cases} \sigma_x = \sum\limits_{i=1,3,5}^{\infty} \dfrac{i\pi}{L}\sin\left(\dfrac{i\pi x}{L}\right)\left\{C_{1i}\left[\mathrm{sh}\left(\dfrac{i\pi y}{L}\right) + \dfrac{i\pi y}{L} + \mathrm{ch}\left(\dfrac{i\pi y}{L}\right)\right] + \right. \\ \left. + C_{2i}\left[2\mathrm{ch}\left(\dfrac{i\pi y}{L}\right) + \dfrac{i\pi y}{L} + \mathrm{sh}\left(\dfrac{i\pi y}{L}\right)\right]\right\}; \\ \sigma_y = \sum\limits_{i=1,3,5}^{\infty} \dfrac{i\pi}{L}\sin\left(\dfrac{i\pi x}{L}\right)\left\{C_{1i}\left[-\mathrm{sh}\left(\dfrac{i\pi y}{L}\right) + \dfrac{i\pi y}{L}\mathrm{ch}\left(\dfrac{i\pi y}{L}\right)\right] + \right. \\ \left. + C_{2i}\dfrac{i\pi y}{L}\mathrm{sh}\left(\dfrac{i\pi y}{L}\right)\right\}; \\ \tau_{xy} = -\sum\limits_{i=1,3,5}^{\infty} \dfrac{i\pi}{L}\cos\dfrac{i\pi x}{L}\left\{C_{1i}\dfrac{i\pi y}{L}\mathrm{sh}\dfrac{i\pi y}{L} + \right. \\ \left. + C_{2i}\left[\mathrm{sh}\dfrac{i\pi y}{L} + \dfrac{i\pi y}{L}\mathrm{ch}\left(\dfrac{i\pi y}{L}\right)\right]\right\}, \end{cases} \qquad (6)$$

где

$$\begin{cases} C_{1i} = \dfrac{4\varepsilon_o EL}{i^2\pi^2(1+\nu)} \times \\ \times \dfrac{\dfrac{i\pi h}{L}\mathrm{ch}\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right) - (1-2\nu)\mathrm{sh}\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right)}{\dfrac{i^2\pi^2}{L^2} + 4(1-\nu)^2\mathrm{ch}^2\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right) - (1-2\nu)^2\mathrm{sh}^2\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right)}; \\ C_{2i} = \dfrac{4\varepsilon_o EL}{i^2\pi^2(1+\nu)} \times \\ \times \dfrac{\dfrac{i\pi h}{L}\mathrm{sh}\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right) - 2(1-\nu)\mathrm{ch}\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right)}{\dfrac{i^2\pi^2}{L^2} + 4(1-\nu)^2\mathrm{ch}^2\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right) - (1-2\nu)^2\mathrm{sh}^2\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right)}. \end{cases} \qquad (7)$$

Для установления изменения напряжений в покрытии при его оплавлении воспользуемся принципом Вольтера [3]. В этом случае выражения (6) и (7) необходимо рассматривать как изображение Лапласа по времени, а вместо модуля упругости E использовать оператор: $\bar{E} = \dfrac{\delta_1(T_o) + \omega}{\delta(T_o) + \delta_1(T_o) + \omega}$, где T_o — температура оплавления; ω — комплексная переменная (параметр преобразования Лапласа); $\delta_1(T_o)$, $\delta(T_o)$ — параметры ползучести [см. формулы (1)—(3)].

С учетом вышеизложенного выражения (7) примут вид:

$$\begin{cases} \bar{C}_{1i} = \dfrac{1}{\omega}\dfrac{4\varepsilon_o EL}{i^2\pi^2(1+\nu)}\dfrac{\delta_1(T_o)+\omega}{\delta(T_o)+\delta_1(T_o)+\omega} \times \\ \times \dfrac{\dfrac{i\pi h}{L}\mathrm{ch}\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right) - (1-2\nu)\mathrm{sh}\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right)}{\dfrac{i^2\pi^2}{L^2} + 4(1-\nu)^2\mathrm{ch}^2\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right) - (1-2\nu)^2\mathrm{sh}^2\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right)}; \\ \bar{C}_{2i} = \dfrac{1}{\omega}\dfrac{4\varepsilon_o EL}{i^2\pi^2(1+\nu)}\dfrac{\delta_1(T_o)+\omega}{\delta(T_o)+\delta_1(T_o)+\omega} \times \\ \times \dfrac{\dfrac{i\pi h}{L}\mathrm{sh}\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right) - 2(1-\nu)\mathrm{ch}\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right)}{\dfrac{i^2\pi^2}{L^2} + 4(1-\nu)^2\mathrm{ch}^2\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right) - (1-2\nu)^2\mathrm{sh}^2\left(\dfrac{i\pi h}{L}\right)}. \end{cases} \quad (8)$$

Сопоставление выражений (7) и (8) показало, что они отличаются лишь множителем: $\bar{m} = \dfrac{\delta_1(T_o) + \omega}{\delta(T_o) + \delta_1(T_o) + \omega}$.

Следовательно, в области действительных чисел множитель $\bar{m}$ определяется выражением:

$$\bar{m} = \frac{\delta_1(T_o)}{\delta(T_o) + \delta_1(T_o)} + \frac{\delta(T_o)}{\delta(T_o) + \delta_1(T_o)} \times \\ \times \exp\{-[\delta_1(T_o) + \delta(T_o)]t_н\}. \quad (9)$$

Анализ выражения (9) показал, что при постоянной температуре оплавления напряжения в покрытии имеют максимум в начальный момент времени и снижаются в $\left(\dfrac{\delta(T_o) + \delta_1(T_o)}{\delta_1(T_o)}\right)$ раз при неограниченном времени нагревания.

Если же время нагревания ограничено и равно $t_н$, то остаточные напряжения в покрытии снизятся в $\left(\dfrac{\delta(T_o) + \delta_1(T_o)}{\delta_1(T_o)\delta(T_o)\exp\{-[\delta_1(T_o) + \delta(T_o)]t_н\}}\right)$ раз.

Данное выражение показывает, что, изменяя температуру (T_o) и время ($t_н$) оплавления, по известным зависимостям $\delta_1(T_o)$ и $\delta(T_o)$ можно определить их оптимальные значения.

Выводы

В реальных условиях перераспределения остаточных напряжений в плазменно-напыленных деталях при оплавлении необходимо учитывать: температурные деформации материалов покрытия и основы; изменения температуры детали при нагревании и охлаждении; изменения прочностных свойств (в частности, прочности сцепления); искажение формы детали в результате перераспределения напряжений.

Оплавление плазменно-напыленных покрытий при оптимальных значениях основных технологических параметров позволит значительно снизить внутренние напряжения в покрытиях, повысить их износостойкость и прочность сцепления с основой.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кравченко И. Н., Гладков В. Ю., Карцев С. В.** Методика определения остаточных напряжений в газотермических покрытиях // Сб. науч. тр. М.: РГА ЗУ, 2001. С. 104—107.
2. **Работнов Ю. Н.** Механика деформируемого твердого тела. М.: Наука, 1979. 744 с.
3. **Работнов Ю. Н.** Элементы наследственной механики твердых тел. М.: Наука, 1975. 384 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 62-52

Ю. С. КЛИМЕНКОВ, канд. техн. наук, В. П. ЛЕГАЕВ, д-р техн. наук, М. И. МОЙСЕЯНЧИК (Владимирский ГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых), e-mail: klimur_vlgu_piit@mail.ru

Математическое моделирование системы автоматического управления газостатической шпиндельной опорой

Предложена конструкция газостатической шпиндельной опоры. Разработаны модель системы управления положением ее вращающегося элемента, формулы и программное обеспечение для расчета коэффициентов передачи и постоянных времени.

Ключевые слова: газостатическая опора, проточные камеры, система управления, несущая способность, микроконтроллерная система, устойчивость.

The design of the gas-static spindle support is proposed. The model of the control system of its rotor position, the formulae and software to calculate the transmission coefficients and time constants have been developed.

Keywords: gas-static support, flow chambers, a control system, carrying capacity, microcontroller system, stability.

По сравнению с традиционными опорами качения опоры на газовой смазке имеют следующие достоинства: малые потери на трение, нет ограничений по рабочим температурам, низкий уровень шума при работе, высокую точность, большую скорость вращения подвижного элемента. Однако широкое применение газовой смазки длительное время сдерживалось недостаточной несущей способностью и малой жесткостью. Важной задачей современной науки является повышение нагрузочных показателей. Анализ трудов как отечественных, так и зарубежных ученых, работавших в этом направлении, позволил сделать вывод — одним из основных способов повышения нагрузочных и динамических показателей газостатических опор является использование системы автоматического управления (САУ), которая отслеживает радиальные смещения вращающегося элемента под действием эксплуатационных нагрузок и повышает давление газового слоя в нужных точках с помощью специальных регуляторов.

Трехмерная модель газостатической опоры с системой автоматического регулирования по положению вала представлена на рис. 1 (см. на обложке) [1, 2]. Опора состоит из корпуса — неподвижной втулки. Расточки на внутренней поверхности корпуса образуют два общих коллектора. Равномерно по окружности в радиальном направлении расположены пьезоэлектрические дроссели, регулирующие расход газовой смазки [3], сопла которых выходят в разные секторные канавки, выполненные по окружности поворотной втулки. В центре каждого сектора поворотной втулки имеется отверстие, в котором находится нерегулируемый питатель (жиклер). Для определения положения оси шпинделя установлены бесконтактные датчики индуктивного типа.

Привод поворотной втулки состоит из зубчатой передачи и электромотора с редуктором. Газостатическая опора работает следующим образом. Воздух от источника питания подается в общий коллектор между корпусом и неподвижной втулкой, откуда через регулируемые пьезоэлектрические дроссели поступает в секторные канавки на внешней поверхности поворотной втулки. В центре каждого сектора поворотной втулки находится жиклер, через который газовая смазка поступает в несущий слой. Положение оси вала отслеживают датчики индуктивного типа. Поворот втулки в пределах угла сектора обеспечивает совмещение плоскости радиального смещения оси вала с продольной осью одного из жиклеров. Втулка вращается посредством шагового электродвигателя с редуктором.

Для управления положением вала в газовой опоре данного типа используется САУ (рис. 2), входные и выходные каналы которой позволяют принимать данные от датчиков радиального смещения вала и по заданному алгоритму корректировать положение шпинделя. Через выходные каналы высоковольтные управляющие сигналы поступают на пакеты пьезопластин, соединенные синфазно и выполняющие функции привода заслонки в пьезоэлектрических управляемых дросселях, которые дозируют расход газовой смазки в опоре. Для предотвращения полускоростного вихря, описанного в работах С. А. Шейнберга [4], возникающего при превышении допустимых скоростей, в систему

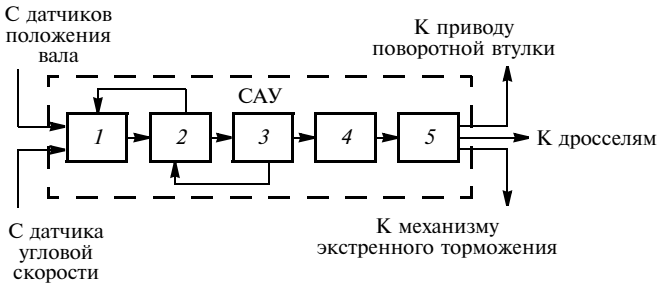


Рис. 2. Функциональная схема САУ, используемая в газовой опоре для управления валом:
1 — мультиплексор на полевых транзисторных ключах; *2* — микроконтроллер ATmega; *3* — демультиплексор; *4* — цифроаналоговый преобразователь; *5* — блок высоковольтных усилителей

управления дополнительно устанавливают фотоимпульсный датчик угловой скорости вала и механизм экстренного торможения.

Электрический аналоговый сигнал, формируемый изменением положения вала, и сигнал с датчика угловой скорости поступают через мультиплексор в микроконтроллер, где в соответствии с программой вырабатывается цифровой управляющий сигнал, который через демультиплексор поступает в ЦАП и далее в аналоговой форме на вход усилителя. Работа всех блоков САУ координируется микроконтроллером по заданной программе. Система автоматического управления формирует сигналы, управляющие дросселями пьезоэлектрического типа, регулирует вращение поворотной втулки с помощью шагового двигателя и активизирует механизм экстренного торможения в случае превышения допустимой угловой скорости вала. Положение поворотной втулки при эксплуатации шпиндельной опоры следует задавать так, чтобы плоскость радиального смещения оси вала совпадала с продольной осью одного из жиклеров. В противном случае плоскость радиального смещения вала попадет в промежуток между двумя питающими жиклерами и нагрузочные характеристики опоры снизятся в среднем на 15÷20 %.

На рис. 3 показано распределение давлений в смазочном зазоре опоры, анализ которого показал, что между двумя питающими жиклерами давление газа несколько меньше, чем по продольным осям, несущая способность, жесткость и нагрузочные показатели прямопропорционально зависят от давления в смазочном зазоре опоры. Вероятно, задачу можно решить увеличением числа жиклеров, но это решение ошибочно, так как по теории Дж. У. Пауэлла [5] взаимодействие ударных волн в области между запертыми жиклерами при определенном расстоянии может привести к снижению несущей способности. С позиции повышения нагрузочных показателей оптимальное число питающих жиклеров — 8.

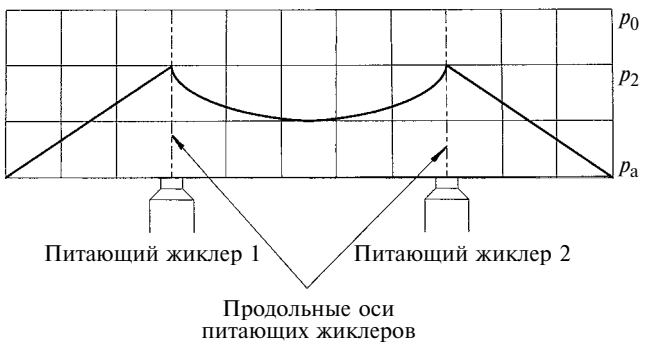


Рис. 3. Распределение давлений в смазочном зазоре опоры: p_0 — давление питания (подготовленный сжатый воздух); p_2 — давление в смазочном зазоре опоры; p_a — атмосферное давление

Получение опоры с возможностью регулирования расхода газа и поворота втулки с питающими жиклерами, т. е. возможность адаптации опоры к изменению внешней нагрузки на вал, максимально повысит несущую способность и расширит диапазон воспринимаемых нагрузок. Датчик угловой скорости в совокупности с механизмом экстренного торможения позволит предотвратить дисбаланс вала в случае возникновения полускоростного вихря. Использование САУ по положению вала позволяет добиться высоких динамических характеристик, точности и помехоустойчивости.

Математическая модель рассматриваемой газостатической опоры представляет собой систему дифференциальных уравнений для проточных междроссельных камер опоры (секторная канавка, смазочный зазор), движущихся частей опоры, пьезоэлектрического регулятора расхода и датчиков положения вала.

Дифференциальные уравнения для проточных камер получены путем дифференцирования по времени массы проходящего через опору газа. Уравнение динамики движущихся частей опоры описывает перемещение вала под действием сил давления и сил сопротивления, обусловленных инерцией вала, упругостью газового слоя, моментами вязкого трения. Уравнение для пьезоэлектрического регулятора расхода описывает перемещение составного блока пьезокерамических пластин под действием приложенного напряжения и с учетом сил сопротивления, вызванных пружиной, нагружающей блок [6].

Уравнение для датчиков перемещения представлено безынерционным звеном ввиду их быстродействия и линейных характеристик относительно других элементов системы управления.

Таким образом, система дифференциальных уравнений после преобразований Лапласа имеет вид:

$$\begin{cases} (T_1 S + 1)\Delta p_1 = k_1 \Delta S; \\ (T_2 S + 1)\Delta p_2 = k_2 \Delta p_1 + k_3 \Delta h; \\ (T_3^2 S^2 + T_4 S + 1)\Delta h = k_4 \Delta p_2; \\ (T_5 S + 1)\Delta S = k_5 \Delta U; \\ \Delta U = k_6 \Delta h, \end{cases}$$

где k_i — коэффициенты передачи динамических звеньев; T_i — постоянные времени динамических звеньев; ΔU — напряжение на выходе датчика; ΔS — перемещение заслонки пьезоэлектрического дросселя; Δp_1 — давление газа в секторной канавке поворотной втулки; Δp_2 — давление газа в смазочном

зазоре опоры; Δh — изменение эксцентриситета вала.

Формулы коэффициентов передачи и постоянных времени для междроссельных проточных камер при различных режимах истечения газа получены с использованием работ Л. А. Залманзона [7]:

докритический режим истечения:

$$T_1 = \frac{V_1}{RTf_2\sqrt{\frac{2g}{RT}}\sqrt{\frac{k}{k-1}\left[\frac{f_1}{f_2}\varphi_2(r_1)+\varphi_1(r_2)\right]}};$$

$$k_1 = \frac{f_1}{f_2}\frac{\sqrt{r_1^{\frac{2}{k}}-r_1^{\frac{k+1}{k}}}}{\left[\frac{f_1}{f_2}\varphi_2(r_1)+\varphi_1(r_2)\right]}\frac{10^{10}}{r_1};$$

$$T_2 = \frac{V_2}{RTf_2\sqrt{\frac{2g}{RT}}\sqrt{\frac{k}{k-1}}\varphi_2(r_2)};$$

$$k_2 = \frac{\left[\frac{f_1}{f_2}\varphi_2(r_1)+\varphi_1(r_2)\right]}{\varphi_2(r_2)}\frac{1}{r_2};$$

$$k_3 = -\frac{ah_0^3(p_2^2-p_a^2)}{8\mu_д lRTf_2\sqrt{\frac{2g}{RT}}\sqrt{\frac{k}{k-1}}\varphi_2(r_2)p_2};$$

надкритический режим истечения:

$$T_1 = \frac{V_1}{RTf_2\sqrt{\frac{2g}{RT}}\sqrt{\frac{k}{k-1}}\varphi_1(r_2)};$$

$$k_1 = \frac{f_1}{f_2}\frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}\sqrt{\frac{k}{k+1}}}{\sqrt{\frac{k}{k-1}}\varphi_1(r_2)}10^{10};$$

$$T_2 = \frac{V_2}{RTf_2\sqrt{\frac{2g}{RT}}\sqrt{\frac{k}{k-1}}\varphi_2(r_2)};$$

$$k_2 = \frac{\varphi_1(r_2)}{\varphi_2(r_2)}\frac{1}{r_2};$$

$$k_3 = -\frac{ah_0^3(p_2^2-p_a^2)}{8\mu_д lRTf_2\sqrt{\frac{2g}{RT}}\sqrt{\frac{k}{k-1}}\varphi_2(r_2)p_2}.$$

Здесь g — ускорение свободного падения; $k = \frac{c_p}{c_V}$ — показатель адиабаты (отношение теплоемкости газа при постоянном давлении к теплоемкости при постоянном объеме); $r_i = \frac{p_i}{p_{i-1}}$ — отношение давлений в проточных камерах опоры; $\varphi_1(r_i)$ и $\varphi_2(r_i)$ — вспомогательные функции, которые после дифференцирования имеют вид:

$$\varphi_1(r_i) = \frac{k-1}{k}\frac{2r_i^{\frac{2}{k}}-r_i^{\frac{k+1}{k}}}{2\sqrt{r_i^{\frac{2}{k}}-r_i^{\frac{k+1}{k}}}};$$

$$\varphi_2(r_i) = \frac{\frac{k+1}{k}r_i^{\frac{k+1}{k}}-\frac{2}{k}r_i^{\frac{2}{k}}}{2r_i\sqrt{r_i^{\frac{2}{k}}-r_i^{\frac{k+1}{k}}}};$$

коэффициенты передачи и постоянные времени движущихся частей опоры, пьезоэлектрического регулятора расхода и датчиков положения вала:

$$T_3 = \sqrt{\frac{M}{G}};\quad T_4 = \frac{C_1}{G};\quad T_5 = \sqrt{\frac{m}{c+\frac{sE_ю}{n_1H}}};$$

$$k_4 = \frac{F}{G};\quad k_5 = \frac{d_{др}n_1}{1+\frac{cn_1H}{sE_ю}},$$

где M — приведенная масса вала в опоре; C_1 — коэффициент вязкого трения рабочего газа; G — жесткость газового слоя; F — эффективная площадь опоры, m и c — соответственно масса и жесткость пружины, которой нагружен пьезокерамический составной блок регулятора расхода; s, H, $d_{др}$ — соответственно площадь сечения, высота, пьезомодуль пластины составного блока; n_1 — число пьезопластин в блоке; $E_ю$ — модуль Юнга пьезокерамики.

Для определения постоянных времени и коэффициентов передачи динамических звеньев разработано программное обеспечение КП и ПВДМО. Команда "Изменить параметры" позволяет вводить конструктивные параметры опоры (размеры отдельных элементов), задавать показатели газа (температуру, давление, коэффициент вязкого трения, жесткость газового слоя), параметры регулируемого и нерегулируемого жиклеров (их число, диаметры проходных сечений, расстояние между пьезоэлектрической заслонкой и торцом сопла).

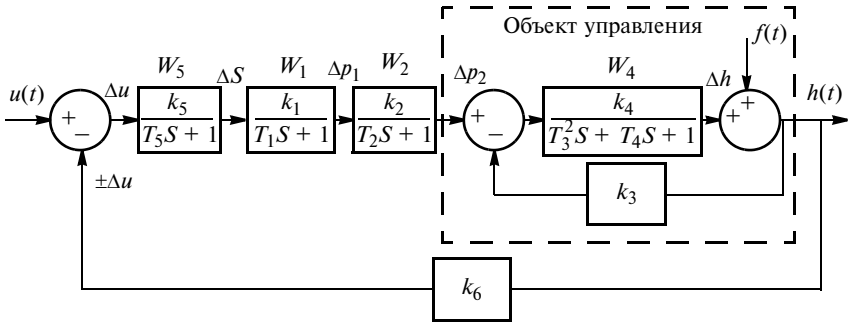


Рис. 4. Система автоматического управления положением вала газостатической опоры:
$u(t)$ — задающее воздействие; $f(t)$ — возмущающее воздействие; $h(t)$ — изменение эксцентриситета вала во времени; W_i — передаточные функции динамических звеньев

Функциональная схема, соответствующая предложенной системе дифференциальных уравнений, представлена на рис. 4. Общий коэффициент передачи разомкнутой системы с учетом местной отрицательной обратной связи имеет вид:

$$K_{\text{р}} = \frac{k_5 k_1 k_2 k_4 k_6}{1 + k_3 k_4}.$$

Передаточная функция разомкнутой системы:

$$W_S = W_5 W_1 W_2 W_4 = \\ = \frac{K_{\text{р}}}{(T_5 S + 1)(T_1 S + 1)(T_2 S + 1)(T_3^2 S^2 + T_4 S + 1)}.$$

Основные выражения в изображениях по Лапласу имеют вид:

$$L(\Delta U) = L(U) - L(\Delta h);$$

$$L(\Delta h) = W_S L(\Delta h) + L(f).$$

Главная передаточная функция замкнутой системы при $f(t) = 0$ имеет вид: $\Phi_S = \frac{L(\Delta h)}{L(U)}$, где $L(U)$ и $L(\Delta h)$ — операторные изображения соответственно входной и выходной величин. При $L(f) = 0$ имеем: $L(\Delta h) = W_S(L(U) - L(\Delta h))$. Тогда

$$\Phi_S = \frac{W_S}{1 + W_S} = \\ = \frac{K_{\text{р}}}{(T_5 S + 1)(T_1 S + 1)(T_2 S + 1)(T_3^2 S^2 + T_4 S + 1) + K_{\text{р}}}.$$

Характеристический полином замкнутой системы исследуемой модели газостатической опоры имеет вид:

$$D(S) = (T_5 S + 1)(T_1 S + 1)(T_2 S + 1) \times \\ \times (T_3^2 S^2 + T_4 S + 1) + K_{\text{р}}.$$

Характеристический полином замкнутой системы исследуемой газовой опоры

$$a_5 S^5 + a_4 S^4 + a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + a_0 = 0,$$

где a_i — коэффициенты характеристического полинома:

$$a_0 = 1 + K_{\text{р}};$$

$$a_1 = T_5 + T_1 + T_2 + T_4;$$

$$a_2 = T_5 T_1 + T_5 T_2 + T_5 T_4 + T_1 T_2 + T_1 T_4 + \\ + T_2 T_4 + T_3^2;$$

$$a_3 = T_5 T_1 T_2 + T_5 T_1 T_4 + T_5 T_2 T_4 + T_5 T_3^2 + \\ + T_1 T_2 T_4 + T_1 T_3^2 + T_2 T_3^2;$$

$$a_4 = T_5 T_1 T_2 T_4 + T_5 T_1 T_3^2 + T_5 T_2 T_3^2 + T_1 T_2 T_3^2;$$

$$a_5 = T_5 T_1 T_2 T_3^2.$$

Для определения устойчивости системы пятого порядка по критерию Гурвица [8] при всех положительных коэффициентах характеристического полинома необходимо и достаточно выполнения условий:

$$a_4 a_3 - a_5 a_3 > 0;$$

$$(a_4 a_3 - a_5 a_3)(a_2 a_1 - a_2 a_0) - (a_4 a_1 - a_5 a_0)^2 > 0.$$

Для исследования устойчивости по критерию Гурвица разработано программное обеспечение. Анализ устойчивости проводился при следующих конструктивных параметрах газостатической опоры: $D = 40 \cdot 10^3$ м — диаметр опоры; $V_1 = 10{,}048 \cdot 10^{-7}$ м^3 — объем секторной канавки; $L = 90 \cdot 10^{-3}$ м — длина опоры; $h_0 = 6{,}5 \cdot 10^{-6}$ м — радиальный зазор при концентричном положении вала; $V_2 = 7{,}348 \cdot 10^{-9}$ м^3 — объем смазочного зазора; $\mu_1 = 0{,}8$ и $\mu_2 = 0{,}6$ — коэффициенты расхода газовой смазки соответственно через пьезоэлектрический дроссель и жиклер; $d_1 = 0{,}32 \cdot 10^{-3}$ м — диаметр сопла пьезоэлектрического дросселя; $d_2 = 0{,}45 \cdot 10^{-3}$ м — диаметр жиклера; $n = 8$ — число питающих жиклеров по окружности опоры; $l = 20 \cdot 10^{-3}$ м — расстояние от края опоры до оси жиклера; масса вала $M = 2{,}5$ кг.

Показатели состояния рабочего газа: $G = 11{,}3 \cdot 10^6$ Н/м; $C_1 = 2{,}84$ Н · с/м; $p_0 = 0{,}5 \cdot 10^6$ Па; $p_1 = 0{,}45 \cdot 10^6$ Па; $p_2 = 0{,}4 \cdot 10^6$ Па, где p_0, p_1, p_2 — соответственно абсолютное давление питания, давления газа в секторной канавке и в смазочном зазоре опоры.

Параметры пьезоэлектрического дросселя: $S_1 = 0{,}12 \cdot 10^{-3}$ м; $m = 2 \cdot 10^{-3}$ кг; $c = 1{,}2 \cdot 10^{-9}$ Н/м; $n_1 = 100$; $H = 0{,}1 \cdot 10^{-4}$ м; $d_{\text{др}} = 3 \cdot 10^{-10}$ м/В; $E_{\text{ю}} = 1{,}25 \cdot 10^{11}$ Н/м.

Результаты исследований по критерию Гурвица показали, что при заданных показателях система сохраняет устойчивость. Исследования реализованы на программном уровне.

Для того чтобы установить предельные значения конструктивных параметров опоры и предельные значения показателей физического состояния смазывающего газа, обусловливающие устойчивость системы в переходных и стационарных режимах, в программном комплексе Matlab-simulink построена блок-схема характеристического полинома для исследования полученных годографов Найквиста (рис. 5, см. обложку).

Графоаналитический анализ полученных диаграмм Найквиста позволил установить области устойчивой работы. Система сохраняет устойчивость при условиях: $K_{\text{р}} < 13{,}6$; $V_1 \geqslant 1{,}741 \cdot 10^{-7}$ м^3; $M < 14{,}5$ кг; $C_1 > 0{,}45 \cdot 10^3$ Н · с/м; $1{,}9 \cdot 10^6$ Н/м $< G < 7{,}1 \cdot 10^7$ Н/м.

Проведен анализ влияния конструктивных параметров на переходные процессы в газостатической опоре с САУ по положению вала, использовался программный пакет Matlab-simulink. Входом для схемы модели служит скачкообразное изменение во времени задающего напряжения ΔU, выходом — изменение Δh эксцентриситета вала. Результаты моделирования представлены на рис. 6—8.

На рис. 6 представлены зависимости переходного процесса на задающее воздействие при различ-

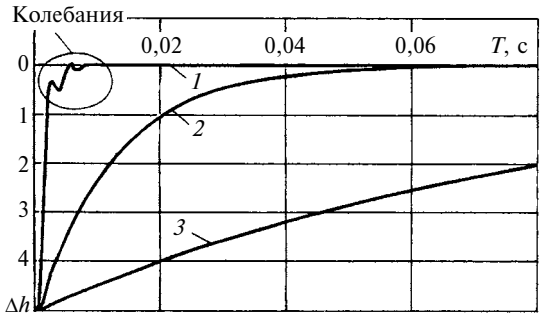


Рис. 6. Зависимости изменения Δh эксцентриситета от объема V_1 секторной канавки в газостатической опоре

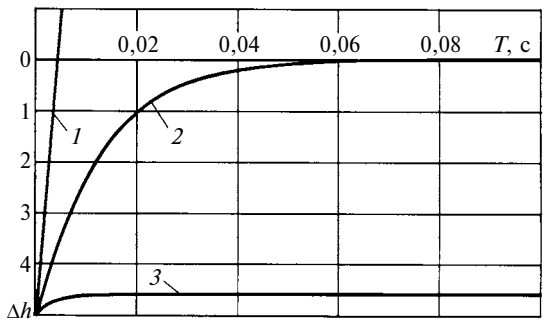


Рис. 7. Влияние диаметра d_2 жиклера на переходный процесс в газостатической опоре

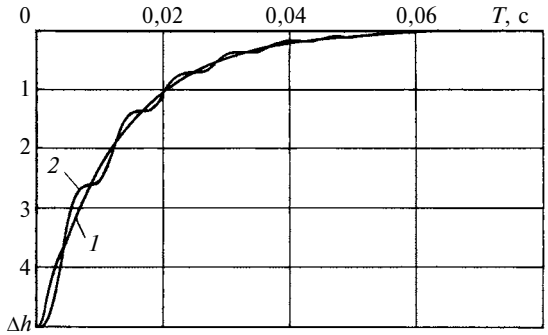


Рис. 8. Влияние приведенной массы M вала на переходный процесс в газостатической опоре

ных объемах секторной канавки. Процесс носит апериодический характер (кривые *2*, *3*). Уменьшение объема V_1 секторной канавки способствует сокращению времени переходного процесса, т. е. повышению быстродействия системы управления газостатической опорой. При $V_1 = 1{,}741 \cdot 10^{-7}$ м^3 продолжительность переходного процесса $T_{\text{п}} = 0{,}01$ с, при $V_1 = 10{,}048 \cdot 10^{-7}$ м^3 имеем $T_{\text{п}} = 0{,}08$ с, при $V_1 = 70{,}336 \cdot 10^{-7}$ м^3 — $T_{\text{п}} = 0{,}1$ с. Однако при $V_1 = 1{,}741 \cdot 10^{-7}$ м^3 переходный процесс становится колебательным, что недопустимо для данной системы управления (кривая *1*).

На рис. 7 представлены зависимости переходного процесса газостатической опоры с САУ на задающее воздействие при различных диаметрах питающих жиклеров. Процесс имеет апериодический характер. Увеличение диаметра d_2 жиклера по сравнению с диаметром d_1 сопла пьезоэлектрического дросселя благоприятно влияет на переходный процесс, который значительно уменьшается по продолжительности, повышая тем самым быстродействие системы управления.

Из зависимостей, представленных на рис. 7, следует, что при $d_2 = 0{,}91 \cdot 10^{-3}$ м продолжительность переходного процесса $T_{\text{п}} = 0{,}015$ с (кривая *3*), при

$d_2 = 0{,}45 \cdot 10^{-3}$ м — $T_п = 0{,}08$ с (кривая *2*), при $d_2 = 0{,}07 \cdot 10^{-3}$ м — $T_п = 0{,}6$ с (кривая *1*).

На рис. 8 приведены зависимости переходного процесса газовой опоры на задающее воздействие при различной приведенной массе M вала: при $M = 2{,}5$ кг процесс носит апериодический характер (кривая *1*); при $M > 14{,}5$ кг процесс становится колебательным (кривая *2*), система теряет устойчивость.

Таким образом, предложены конструкция газостатической шпиндельной опоры с системой автоматического управления по положению вала и ее трехмерная модель. Приведена и детально описана функциональная схема системы управления положением подвижного элемента. Изложены основные принципы построения математической модели, описывающей переходные процессы, возникающие в газостатической шпиндельной опоре с системой автоматического управления. Получены расчетные формулы коэффициентов передачи и постоянных времени исследуемой модели, разработано соответствующее программное обеспечение. Предложена структурная схема процесса управления, выполнен анализ влияния основных параметров системы на устойчивость по критерию Гурвица и с помощью годографов Найквиста. Установлено влияние некоторых параметров системы на монотонность переходного процесса и быстродействие с использованием программного обеспечения Matlab-simulink.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Легаев В. П., Клименков Ю. С.** Газовая опора с повышенной несущей способностью и жесткостью // Вестник машиностроения. 2008. № 4. С. 18—20.
2. **Пат. 2127377 Рос. Федерации:** МКИ F16C32/06. Аэростатическая шпиндельная опора.
3. **Клименков Ю. С., Легаев В. П.** Пьезоэлектрический регулятор // Датчики и системы. 2009. № 8. С. 75—78.
4. **Шейнберг С. А., Жедь В. П., Шишеев М. Д.** Опоры скольжения с газовой смазкой. М.: Машиностроение, 1969. 336 с.
5. **Подшипники** с газовой смазкой / Под ред. Н. С. Грэссема, Дж. У. Пауэлла, С. А. Харламова; пер. с англ. П. П. Мостовенко, А. В. Надеждина. М.: Мир, 1966. 423 с.
6. **Афонин С. М., Афонин П. С.** Расчет характеристик пьезопреобразователей для нано- и микроманипуляторов с пьезоприводами // Приборы и системы управления. Контроль. Диагностика. 2007. № 1. С. 32—36.
7. **Залманзон Л. А.** Проточные элементы пневматических приборов контроля и управления. М.: Изд-во АН СССР, 1961. 246 с.
8. **Бесекерский В. А., Попов Е. П.** Теория систем автоматического управления. СПб.: Профессия, 2004. 752 с.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать 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 высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

УДК 621.791.35

Ю. А. ЦУМАРЕВ, канд. техн. наук, Е. В. ИГНАТОВА (Белорусско-Российский университет, г. Могилев), e-mail: u_tsumarev@mail.ru

Несущая способность паяных соединений с накладками

Исследована несущая способность паяного стыкового соединения с односторонней накладкой с учетом внецентренной продольной растягивающей силы.

Ключевые слова: стыковое паяное соединение, внецентренное растяжение, накладка, напряженно-деформированное состояние.

The carrying capacity of soldered butt joint with one-sided cover plate is studied taking into account the eccentric longitudinal stretching force.

Keywords: butt soldered joint, eccentric stretching, cover plate, the deflected mode.

Пайка — часто используемый технологический процесс, который имеет ряд преимуществ при соединении цветных металлов и сплавов, разнородных материалов и заготовок различной толщины [1]. При большом разнообразии видов паяных соединений стыковое относится к наиболее распространенным и может являться конструктивным элементом в комбинации с нахлесточным соединением [1, 2]. Ввиду низкой прочности стыковых паяных соединений, особенно при низкотемпературной пайке, предлагаются конструктивные решения, направленные на повышение их несущей способности. Так, в работе [1] отмечается, что из всех представленных в ней видов пластинчатых паяных соединений наименее прочным является стыковое, прочность остальных больше из-за увеличения площади спая при сочетании нахлеста и стыка. К ним относится стыковое паяное соединение с накладкой (рис. 1). В работе [2] использование накладки считается конструктивным решением, повышающим прочность стыкового соединения, и паяное соединение с накладкой отнесено к механически усиленным. Однако при оценке работоспособности стыковых паяных соединений с накладкой в работах [1, 2] не учитывается, что односторонняя накладка нарушает симметрию соединения и изменяет характер его напряженного состояния. При этом однородное поле напряжений от продольной растягивающей нагрузки суммируется с неравномерным полем напряжений от изгибающего момента, обусловленного несовпадением линии действия продольной силы с центром тяжести суммарного сечения, включающего в себя сечения накладки и соединяемых пластин. Таким образом, в паяном соединении с односторонней накладкой имеет место напряженное состояние внецентренного растяжения [3, 4], которое может влиять на распределение рабочих напряжений и несущую способность паяного соединения.

Цели данной работы — анализ напряженно-деформированного состояния паяного соединения с накладкой и разработка рекомендаций для оптимизации конструкции.

Рассмотрим распределение рабочих напряжений в паяном соединении с накладкой (см. рис. 1). При расчете составное сечение бруса, соединенного пайкой, при совпадении модулей упругости материалов накладки и соединяемых деталей можно рассматривать как сплошное [4]. Для определения максимальных нормальных напряжений в данном паяном соединении суммируем растягивающие напряжения от продольной нагрузки и изгибающего момента: $\sigma_{max} = \sigma_р + \sigma_{и\ max}$, где $\sigma_р$ — напряжение от растягивающей силы; $\sigma_{и\ max}$ — максимальные напряжения от изгибающего момента.

Напряжения $\sigma_р$ от растягивающей силы P в зоне накладки отличаются от аналогичных напряжений вдали от нее (приложенных напряжений σ) ввиду разной высоты, а следовательно, и разных площадей соответствующих поперечных сечений. Тогда справедливы выражения: $\sigma = \dfrac{P}{ba}$ или $P = ba\sigma$; $\sigma_р = \dfrac{P}{b(a+c)}$, где a и c — конструктивные размеры заданного соединения (см. рис. 1); b — ширина накладки, равная ширине соединяемых пластин.

Смещение линии действия продольной силы P относительно центра тяжести составного сечения определится формулой $e = c/2$.

Выразим напряжения $\sigma_р$ и $\sigma_{и\ max}$ через приложенные напряжения σ, просуммировав их, получим:

$$\sigma_{max} = \sigma_р + \sigma_{и\ max} = \frac{\sigma}{1+\eta} + \frac{3\sigma\eta}{(1+\eta)^2} = \sigma\left[\frac{1}{1+\eta} + \frac{3\eta}{(1+\eta)^2}\right] = \psi\sigma,$$

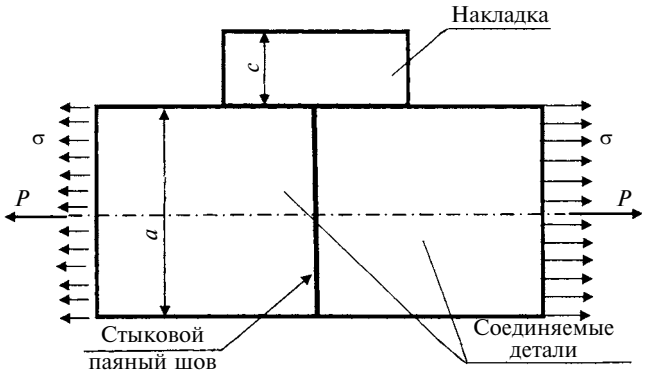


Рис. 1. Схема стыкового паяного соединения с накладкой

где $\eta = c/a$ — относительная толщина накладки; ψ — коэффициент, показывающий во сколько раз максимальные суммарные напряжения превышают приложенные напряжения σ:

$$\psi = \left[\frac{1}{1+\eta} + \frac{3\eta}{(1+\eta)^2}\right] = \frac{1+4\eta}{(1+\eta)^2}. \qquad (1)$$

Таким образом, напряженное состояние паяного соединения с накладкой можно оценивать безразмерным параметром ψ, который зависит только от относительной толщины η накладки. Чтобы оценить влияние внецентренного приложения рабочей нагрузки, рассчитаем параметр ψ при разной относительной толщине η накладки:

η.....	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,30	0,50	1,00	1,50
ψ.....	1	1,09	1,16	1,21	1,25	1,30	1,33	1,25	1,12

Анализ полученных данных показал, что накладка в паяном стыковом соединении не только не снижает нормальные напряжения в шве, а даже их увеличивает. Это повышение может составлять до 33 %.

Исследуем функцию (1) на максимум по первой производной, приравняв ее нулю:

$$\frac{d\psi}{d\eta} = \frac{4(1+\eta)^2 - 2(1+4\eta)(1+\eta)}{(1+\eta)^4} = 0. \qquad (2)$$

Из выражения (2) получим: $4(1+\eta) - 2(1+4\eta) = 0$; $\eta = 0{,}5$.

Таким образом, максимальное рабочее напряжение имеет место при $\eta = 0{,}5$ и характеризуется коэффициентом $\psi = 1{,}33$, т. е. односторонняя накладка не упрочняет паяное стыковое соединение и ухудшает несущую способность конструкции.

Для получения наглядной картины распределения рабочих напряжений в паяном соединении с накладкой исследовали напряженное состояние методом конечных элементов, используя программу Cosmos. Рассчитывали напряженно-деформированное состояние (НДС) в паяном соединении стальных пластин толщиной $a = 6$ мм, шириной $b = 40$ мм при толщине накладки $c = 3$ мм. Анализ полученного распределения напряжений показал, что стыковой паяный шов имеет объемное напряженное состояние [5] (рис. 2, *а*). Полученные результаты полностью подтвердили предположение о негативном влиянии накладки. И накладка, и паяный шов практически свободны от напряжений и не испытывают значительных нагрузок. При этом отчетливо видна деформация соединения, характерная для изгиба (см. рис. 2, *а*). Интенсивность напряжений в накладке изменяется от 0,16 до 4,15 МПа (рис. 2, *б*), тогда как приложенные напряжения составляют 10 МПа. При этом в паяном шве на стороне, свободной от накладки, они достигают 7,8 МПа, а в аналогичном соединении без накладки напряжения в паяном шве составили 5,9 МПа (рис. 3), т. е. в 1,3 раза меньше.

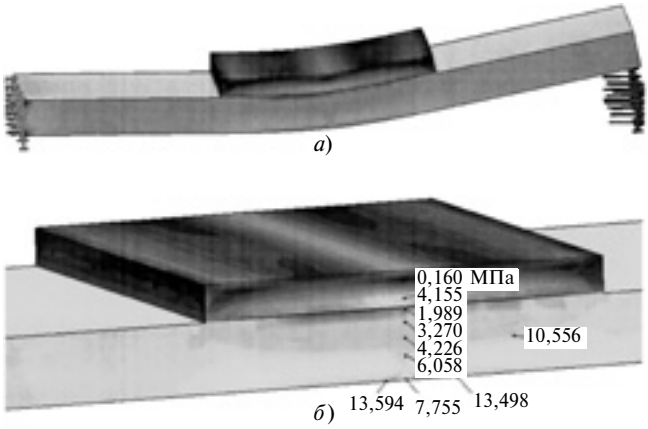


Рис. 2. Деформация паяного стыкового соединения с накладкой (*а*) и распределение напряжений в нем (*б*)

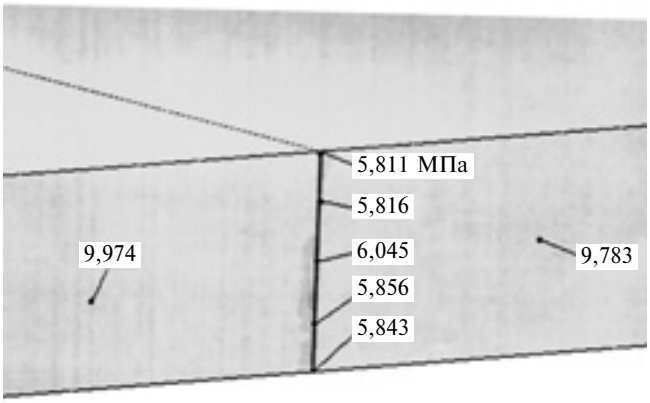


Рис. 3. Распределение напряжений в стыковом соединении без накладки

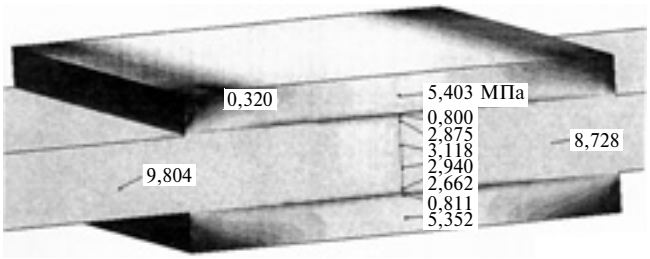


Рис. 4. Распределение напряжений в стыковом паяном соединении с двумя симметричными накладками

Для получения обоснованных рекомендаций по упрочнению паяных соединений стыкового вида провели расчеты симметричного соединения с двумя накладками (рис. 4), которые показали, что симметричное расположение накладок полностью устранило изгиб и частично разгрузило стыковой паяный шов. Напряжения в стыковом паяном шве при установке двух накладок снизились до 3,16 МПа, т. е. по сравнению с соединением с односторонней накладкой это соединение прочнее в 2,47 раза.

Расчетами установлено, что размеры накладок влияют на прочность стыковых паяных швов. Изменяя толщину накладки, можно получить требуемую прочность соединения и обеспечить его равнопрочность.

Исследования показали, что распределение напряжений в месте установки накладок достаточно равномерное, следовательно, величина разгрузки центральной части соединения будет пропорциональна его толщине вместе с накладками. Таким образом, при использовании в стыковом паяном соединении симметричных накладок, толщина которых равна толщине основного металла, можно ожидать трехкратного снижения напряжений.

Как показал анализ, напряжения в накладке при любой ее толщине всегда меньше приложенных напряжений. Поэтому накладки можно изготовлять из менее прочного материала, чем основной металл. В противном случае накладки будут недогруженными по сравнению с основным металлом. Причем при увеличении толщины накладок недогруженность возрастает.

В работе [6] показано паяное соединение с накладкой, где торцы соединяемых пластин находятся на расстоянии друг от друга и стыковой шов как таковой отсутствует (рис. 5). Исследования показали, что изгиб значительно влияет на распределение напряжений, которое в этом соединении более неравномерное, чем в стыковом соединении с односторонней накладкой.

Сравнением расчетных схем (см. рис. 5 и 1) было установлено, что в первом случае на участке между торцами паяных пластин (*А—А* и *Б—Б*) изгибается только накладка, следовательно, момент сопротивления изгибу будет меньше в 2÷4 раза, чем в схеме, приведенной на рис. 1, где изгибающий момент больше из-за смещения оси продольной нагрузки относительно центра тяжести в изгибаемом сечении (размер *е*). Если в первом случае смещение равно половине толщины накладки (при наибольших изгибных напряжениях соответственно $a/4$), то во втором случае смещение равно толщине пластин. Таким образом, изгибные напряжения в паяных соединениях с накладкой без стыкового шва в несколько раз больше напряжений в соединении со стыковым швом. При этом максимальные растягивающие изгибные напряжения будут в зоне перехода галтелей к основному металлу.

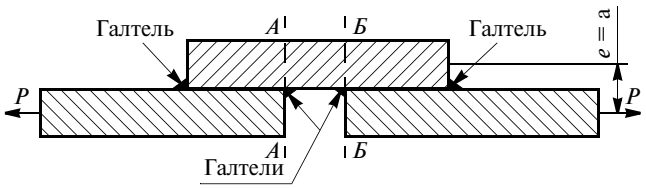


Рис. 5. Схема паяного соединения с односторонней накладкой без стыкового шва

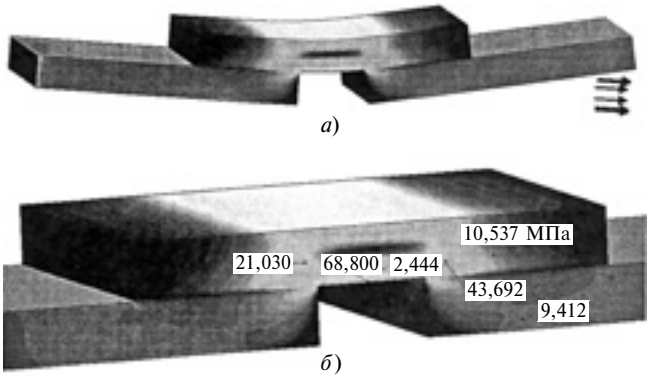


Рис. 6. Деформация (*а*) и распределение напряжений (*б*) в паяном соединении с односторонней накладкой без стыкового шва

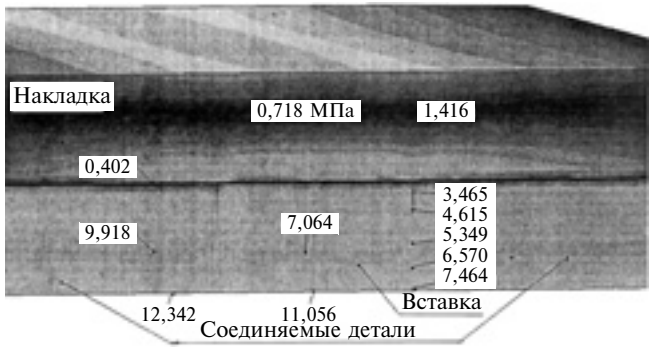


Рис. 7. Распределение рабочих напряжений в паяном соединении со вставкой

На рис. 6, *а* показаны деформация и распределение напряжений в паяном соединении без стыкового шва. С использованием программного комплекса Cosmos выполнили расчет при $\sigma = 10$ МПа (рис. 6, *б*). Полученные результаты подтвердили предположение о значительных напряжениях в паяном соединении без стыкового шва. Максимальные напряжения (68,8 МПа) испытывала накладка, что в 6,88 раза больше приложенных напряжений. Поэтому стыковой шов в паяном соединении с накладкой нельзя скомпенсировать увеличением длины нахлесточных швов. Если между торцами соединяемых пластин образовался зазор, который препятствует выполнению паяного шва, то его следует заполнить специальной вставкой, припаиванием, что было подтверждено расчетами (рис. 7). Использование вставки с двумя стыковыми паяными швами значительно снизило максимальные напряжения до 12,3 МПа, т. е. в 5,5 раза.

Таким образом, установлено, что односторонняя накладка, используемая в стыковом паяном соединении, снижает его прочность ввиду внецентренного нагружения продольной силой. Для повышения прочности паяного стыкового соединения необходимо устанавливать симметричные накладки. Изменяя размеры накладок можно добиться одинако-

УДК 666.97.031.3

И. М. ЕФРЕМОВ, канд. техн. наук, Д. В. ЛОБАНОВ,
А. А. ЛИХАНОВ, Д. М. ИВАСИИВ, К. Н. ФИГУРА (Братский ГУ),
e-mail: d_lobanov@mail.ru

Определение реологических показателей бетонных смесей по их критериальной значимости

Рассмотрены методы и средства, приведены аналитический обзор измерений реологических показателей строительных смесей и описание приборов для их измерения.

Ключевые слова: бетонная смесь, вязкость, удельное сопротивление, измерение, вискозиметр, реометр, реологические показатели.

An analytical overview of the measurement methods and measuring tools of rheological performances of building mixtures is presented. The instrumentation for their measurement is also described.

Keywords: concrete mixture, viscosity, resistivity, measurement, viscosimeter, rheometer, rheological performances.

В технологии получения бетонов с заданными физико-механическими свойствами важным этапом является управление структурно-реологическими свойствами бетонной смеси в процессе ее приготовления (перемешивание, формование, уплотнение и т. п.). Для обоснования оптимальных показателей процесса, обеспечивающих минимизацию его продолжительности и энергозатрат при получении бетонных смесей с требуемой структурой и свойствами, целесообразно изучение их структурно-реологических свойств в процессе смешивания [1—5].

Управление свойствами дисперсных систем связано с реологией — наукой о деформации и текучести веществ. Большой вклад в этой области внесли Ф. Н. Шведов, Е. К. Бингам, М. Рейнер, У. Л. Уилкинсон, П. А. Ребиндер, М. П. Воларович, И. М. Белкин и др. [6—13].

Строительные смеси, являясь полидисперсными системами, с точки зрения реологии рассматриваются как неньютоновские жидкости, т. е. бингамовские пластики (рис. 1), которые можно аппроксимировать зависимостью Бингама—Шведова [10—13]: $\tau - \tau_y = \mu_p \dot{\gamma}$; $\tau > \tau_y$, где μ_p — пластическая эффективная (динамическая) вязкость или коэффициент жесткости при сдвиге, равный тангенсу угла наклона зависимости, $(\text{Н} \cdot \text{с})/\text{м}^2$.

Реологические исследования бингамовских пластиков привели к понятиям структурной вязкости и предельного напряжения сдвига [9—11]. Структурная вязкость непосредственно связана со структурой материала. При сдвиговых деформациях взвешенные частицы сложной формы (например эллипсоидной) и произвольно ориентированные в пространстве, взаимодействуя с движущейся дисперсной средой, поворачиваются. Таким образом, произвольное расположение частиц в смеси относительно плоскости сдвига определяет вязкость ненарушенной структуры, а их ориентацию относительно направле-

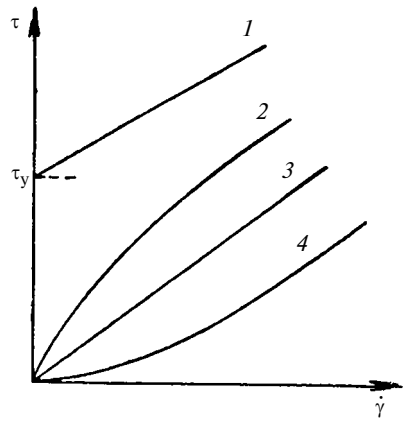


Рис. 1. Зависимости течения для различных реологически стационарных ньютоновской и неньютоновских жидкостей:
1 — бингамовского пластика; *2*, *3*, *4* — соответственно псевдопластичной, ньютоновской, дилатантной жидкости

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 41)

вой прочности отдельных его элементов. Прочность симметричного паяного стыкового соединения с накладками не определяется суммарной площадью паяных швов, а пропорциональна общей толщине накладок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лашко С. В., Лашко Н. Ф.** Пайка металлов. М.: Машиностроение, 1967. 367 с.
2. **Кузнецов О. А., Погалов А. И.** Прочность паяных соединений. М.: Машиностроение, 1987. 112 с.
3. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1970. 595 с.
4. **Тимошенко С. П., Гере Дж.** Механика материалов. М.: Мир, 1976. 669 с.
5. **Справочник** по пайке / Под ред. С. Н. Лоцманова, И. Е. Петрунина, В. П. Фролова. М.: Машиностроение, 1975. 407 с.
6. **Николаев Г. А., Винокуров В. А.** Сварные конструкции. Расчет и проектирование. М.: Высшая школа, 1990. 446 с.

ния течения — вязкость предельно-разрушенной структуры. Поэтому типовые диаграммы усилия—деформации, полученные при исследовании реологических свойств с постоянной скоростью сдвига, имеют максимумы.

Выбор прибора для изучения структурно-реологических свойств зависит от метода и средств определения реологических констант исследуемой среды. Реологические показатели определяют с помощью различных реометров, например вискозиметра [10].

Рейнер и Уилкинсон [10, 11] рассматривают два метода получения реологических характеристик неньютоновских жидкостей.

Первый метод — непосредственное установление связи напряжения сдвига со скоростью сдвига путем приложения к образцу однородного сдвига в специально сконструированном приборе и измерение напряжения сдвига. Для этого используют, как правило, ротационные устройства.

Второй метод — установление зависимости между напряжением и скоростью сдвига косвенным путем: по перепаду давлений и расходу жидкости в прямолинейном канале или в вискозиметрах с капиллярной трубкой. В таких приборах скорость сдвига в сечении канала непостоянна и изменяется от нуля (по оси) до максимума (у стенки канала).

При использовании первого метода применяют соосно-цилиндрические вискозиметры (рис. 2). Исследуемый материал помещают между двумя вертикально расположенными соосными цилиндрами. Один из них вращают, варьируя угловую скорость, в это время другой цилиндр испытывает закручивающее усилие, величина которого измеряется в процессе опыта. Изменение крутящего момента в зависимости от частоты вращения цилиндра можно интерпретировать как связь между напряжением сдвига и

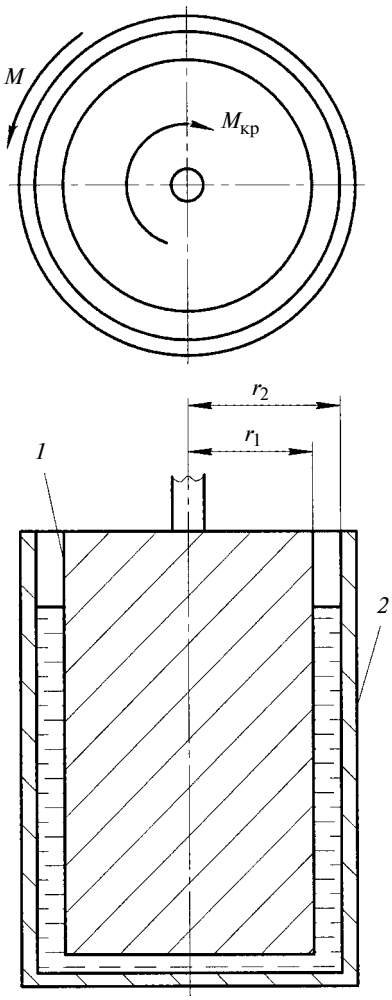


Рис. 2. Схема соосно-цилиндрического вискозиметра:
1 — неподвижный цилиндр; *2* — вращающийся цилиндр

скоростью сдвига. Изменение скорости сдвига в каждой точке испытуемого образца зависит от ширины кольцевого зазора между цилиндрами. Если щель мала, то изменение скорости сдвига в горизонтальном сечении зазора будет незначительным, т. е. радиальное изменение данной величины будет пренебрежимо мало [11].

Зависимость изменения угловой скорости цилиндра от реологических показателей бингамовских пластиков для данного прибора определяется уравнением Рейнера—Ривлина [10, 11]:

$$\omega = \frac{1}{\mu}\left[\frac{M}{4\pi h}\left(\frac{1}{r_1^2}-\frac{1}{r_2^2}\right)-\tau_0 \ln\frac{r_2}{r_1}\right], \quad (1)$$

где ω — угловая скорость цилиндра; μ — пластическая вязкость, $(Н \cdot с)/м^2$; h — длина погружной части внутреннего цилиндра; r_1, r_2 — внешний и внутренний радиусы соответственно внутреннего и наружного цилиндров; M — крутящий момент, приложенный к неподвижному цилиндру; τ_0 — предельное напряжение сдвига.

Уравнение (1) справедливо, если течение материала происходит во всем зазоре между внутренним и наружным цилиндрами: $M \geqslant 2\pi r_2^2 \tau_0$.

Если же течение возникнет сначала только вблизи внутреннего цилиндра, то предельное напряжение τ_0 сдвига будет достигаться по радиусу r_0, величина которого находится в пределах $r_1 < r_0 < r_2$, связь между ними устанавливается условием: $2\pi r_1^2 \tau_0 \leqslant M \leqslant 2\pi r_2^2 \tau_0$. В этом случае в уравнение (1) необходимо вместо r_2 подставить $r_0 = \sqrt{\frac{M}{2\pi h \tau_0}}$.

При условии, что $\tau_0 = 0$, уравнение (2) преобразуется в уравнение Моргулиса [6, 8]:

$$\omega = \frac{M}{4\pi h \mu}\left(\frac{1}{r_1^2}-\frac{1}{r_2^2}\right).$$

При применении первого метода также используется вискозиметр типа конус—пластина (рис. 3), который состоит из плоской пластины и тупоугольного вращающегося конуса. Вершина конуса слегка касается поверхности пластины. Материал заполняет узкую щель между ними.

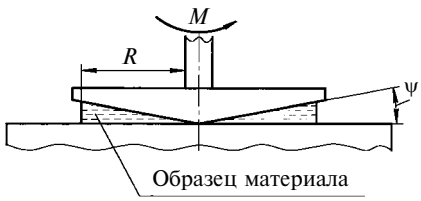


Рис. 3. Схема вискозиметра типа конус—пластина

Контроль температуры осуществляется на нижней пластине [14].

Скорость сдвига для данного вискозиметра определяется по формуле $\dot{\gamma} = \frac{\omega}{\mathrm{tg}\psi}$, где ω — угловая скорость конуса; ψ — угол наклона конуса к пластине, а напряжение сдвига — по формуле $\tau = \frac{3M}{2\pi R^3}$, где M — крутящий момент, приложенный к вращающемуся конусу; R — радиус расположения материала под вращающимся конусом.

К этому же типу вискозиметров относятся одноцилиндровые ротационные вискозиметры. Схема прибора представляет собой модификацию схемы соосного ротационного вискозиметра, в котором отсутствует внешний цилиндр. Данный прибор погружают в различные точки исследуемого объема, и при различных угловых скоростях цилиндра измеряют момент сопротивления вращению, по полученным данным строят зависимость течения по вычисленным напряжениям и скорости сдвига [6, 11].

Напряжение сдвига определяется по формуле

$$\tau = \frac{M_{\text{ц}}}{2\pi h_{\text{ц}} R_{\text{ц}}^2}, \qquad (2)$$

где $M_{\text{ц}}$ — крутящий момент, приложенный к вращающемуся цилиндру; $h_{\text{ц}}$ — высота погружной в исследуемую среду части цилиндра; $R_{\text{ц}}$ — радиус цилиндра.

Скорость сдвига находят по формуле $\dot{\gamma} = \frac{4\pi\omega}{\mathrm{tg}\varphi}$, где φ — угол наклона логарифмической зависимости крутящего момента M от угловой скорости ω цилиндра: $\ln M = f(\ln\omega)$.

К вискозиметрам, принцип действия которых основан на втором методе, относятся капиллярные вискозиметры. Здесь материал под действием градиента давления $\Delta p/l$ течет по цилиндрической трубе радиуса R и длиной l. Объем V материала, протекающего через трубу за время t, определяется уравнением Букингема—Рейнера для вязкопластичных сред [9]:

$$\frac{V}{t} = \frac{\pi R^4 \Delta p}{8\mu l} \times$$
$$\times \left[1 - \frac{4}{3}\frac{2l\tau_0}{R\Delta p} + \frac{1}{3}\left(\frac{2l\tau_0}{R\Delta p}\right)^4\right], \qquad (3)$$

где Δp — перепад давлений.

При $\tau_0 = 0$ уравнение (3) преобразуется в формулу Гагена—Пуазейля для ньютоновской жидкости: $\frac{V}{t} = \frac{\pi R^4 \Delta p}{8\mu l}$.

Предельное напряжение τ_0 сдвига определяется путем записи реологической зависимости в координатах "скорость деформации — напряжение".

По Уилкинсону [11] формула (3) не является единственной, вид формулы зависит от размеров трубы для жидкостей с нестационарными реологическими характеристиками (тиксотропные и реопектические жидкости). Кроме того, для сред, склонных к структурированию (гранулированию) при вибрации, процесс истечения может иметь другой характер или отсутствовать [4, 5].

Два метода определения реологических характеристик и свойств сред, на которых основана работа перечисленных выше типов вискозиметров, не являются единственными.

Разработаны приборы для исследования реологических свойств дисперсных систем по всплыванию (погружению) сферического тела (шара). Данный метод получил распространение в работах А. Е. Десова, Д. Д. Баркана, М. В. Бунина и других авторов и основывается на законе Стокса [15—18].

Вязкость исследуемой среды определяется по формуле [18]

$$\mu = \frac{1}{6\pi r v}\left[G_{\text{ш}}\left(1 - \frac{\rho_{\text{см}}}{\rho_{\text{ш}}}\right) - G_{\text{пр}}\right],$$

где r и v — соответственно радиус и скорость шара; $\rho_{\text{см}}$ и $\rho_{\text{ш}}$ — плотности соответственно смеси и шара; $G_{\text{ш}}$ и $G_{\text{пр}}$ — вес соответственно шара и противовеса.

Формула Стокса применима при следующих условиях [18]: измерения проводятся в неограниченном пространстве исследуемой среды; скорость движения шара ограничена ламинарной областью; частицы среды должны быть меньше радиуса шара на несколько порядков; не должно иметь место внешнее трение между исследуемой средой и шаром. Одним из важных факторов [19] является то, что при воздействии вибрации на среду, плотность которой отличается от плотности шара, последнему передаются колебания, т. е. поверхность шара будет дополнительным источником разрушения структуры (коридорный эффект). В результате измеряется не средняя вязкость, а вязкость структуры вблизи поверхности шара. В смесях значительной вязкости, не способных находиться в состоянии "истинного" (физического) разжижения, шар при определенных условиях взаимодействия со средой не будет двигаться.

В 60-х годах XX века К. М. Королевым было предложено для нахождения мощности на валу ротора смесителей при перемешивании бетонных смесей в соответствии с упруговязкопластичной моделью Бингама—Шведова использовать удельное сопротивление p движению лопасти в рабочей среде [20, 21], которое учитывает ее реологические свойства, зависящие и от вязкости смеси, и от предельного напряжения τ_0 сдвига.

Обобщенная формула мощности на валу ротора для роторных

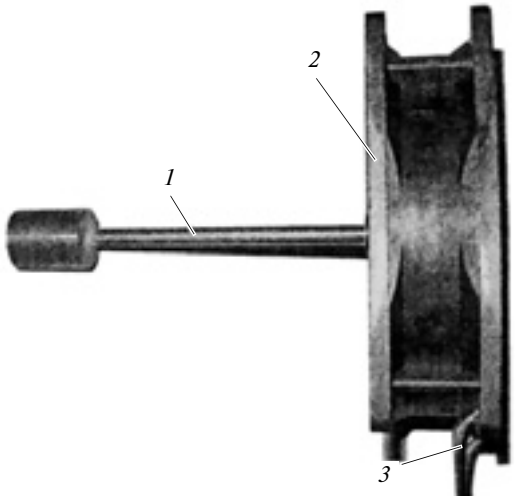


Рис. 4. Одноцилиндровый ротационный вискозиметр:
1 — вал с цилиндром; *2* — электродвигатель постоянного тока; *3* — выводы для подключения электродвигателя к трехконтактному разъему SYS FAN

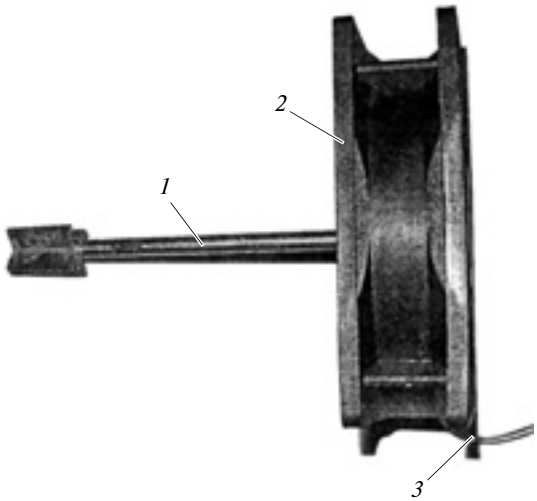


Рис. 5. Реометр:
1 — вал; *2* — электродвигатель постоянного тока; *3* — выводы для подключения к разъему SYS FAN

смесителей К. М. Королева имеет вид [22—25]:

$$N = p\omega_0 \sum_{i=1}^{n} F_i R_i \cos\alpha_i \cos\beta_i, \quad (4)$$

где p — удельное сопротивление бетонной смеси; ω_0 — угловая скорость ротора; F_i — площадь i-й лопасти; R_i — радиус вращения i-й лопасти относительно оси вращения ротора (расстояние от геометрического центра лопасти до оси вращения ротора); α_i и β_i — углы наклона i-й лопасти в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Из формулы (4) можно вывести уравнение удельного сопротивления бетонной смеси как основного реологического показателя, если реометр выполнен в виде ротора с лопастями без наклона в горизонтальной и вертикальной плоскостях:

$$M_{\text{кр}} = p \sum_{i=1}^{n} F_i R_i \Rightarrow$$

$$\Rightarrow p = \frac{M_{\text{кр}}}{\sum_{i=1}^{n} F_i R_i}, \quad (5)$$

где $M_{\text{кр}}$ — момент на роторе реометра; F_i — площадь i-й лопасти, погруженной в смесь.

Анализ методов и средств измерения реологических показателей строительных смесей показал, что в качестве оценочного критерия смеси целесообразно использовать динамическую вязкость μ (по напряжениям τ сдвига бетонной смеси и скорости $\dot{\gamma}$ сдвига) и удельное сопротивление p бетонной смеси с помощью одноцилиндрового ротационного вискозиметра — цилиндра, вращающегося в безграничной жидкости, и реометра в виде ротора с лопастями без наклона в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

На кафедре "Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование" Братского государственного университета разработан одноцилиндровый ротационный вискозиметр для определения касательного напряжения сдвига бетонной смеси, состоящий из вала с цилиндром и привода от электродвигателя постоянного тока со встроенным тахометром (рис. 4), и реометр для определения удельного сопротивления бетонной смеси, состоящий из вала в виде ротора с четырьмя лопастями и привода от электродвигателя постоянного тока со встроенным тахометром (рис. 5).

Электропитание электродвигателей и непосредственный контроль частот вращения валов вискозиметра и реометра реализованы как и в компьютерной системной плате Gigabyte GA-7VT600(-L) через подключение выводов электродвигателя к трехконтактному (12 В) разъему SYS FAN для вентиляторов системной платы. Контроль частоты вращения валов вискозиметра и реометра осуществляется через базовую систему ввода—вывода системной платы (BIOS).

Касательное напряжение τ сдвига и удельное сопротивление p бетонной смеси определяли по формулам (2) и (5). Крутящий момент определяли по затрачиваемой мощности, измеряя силу тока в цепи электродвигателей реометра и вискозиметра с помощью цифрового мультиметра М-838.

Для определения напряжения τ сдвига бетонной смеси через затрачиваемую мощность и угловую скорость вала одноцилиндрового ротационного вискози-

метра выполним преобразования формулы (2):

$$\tau = \frac{P_{\text{мех.в}}}{2\omega_{\text{ц}}\pi h_{\text{ц}} R_{\text{ц}}^2} = \frac{P_{\text{эл.в}}\eta}{2\omega_{\text{ц}}\pi h_{\text{ц}} R_{\text{ц}}^2} = \frac{IU\eta}{2\omega_{\text{ц}}\pi h_{\text{ц}} R_{\text{ц}}^2},$$

где $M_{\text{ц}}$ — крутящий момент на валу вискозиметра; $h_{\text{ц}}$ — высота погружной части цилиндра в бетонную смесь; $R_{\text{ц}}$ — радиус цилиндра; $P_{\text{мех.в}}$ — механическая мощность на валу вискозиметра; $\omega_{\text{ц}}$ — угловая скорость цилиндра вискозиметра; $P_{\text{эл.в}}$ — электрическая мощность, затрачиваемая на вращение вала вискозиметра; $\eta = 0{,}85$ — КПД электродвигателя; I и U — соответственно сила тока и напряжение в цепи электродвигателя вискозиметра.

Аналогично для определения удельного сопротивления p бетонных смесей посредством реометра с валом в виде ротора с четырьмя лопастями (рис. 5) преобразуем зависимость (5):

$$p = \frac{P_{\text{мех.р}}}{4\omega_{\text{р}} h_{\text{л}} b_{\text{л}} R_{\text{л}}} = \frac{P_{\text{эл.р}}\eta}{4\omega_{\text{р}} h_{\text{л}} b_{\text{л}} R_{\text{л}}} = \frac{IU\eta}{4\omega_{\text{р}} h_{\text{л}} b_{\text{л}} R_{\text{л}}},$$

где $M_{\text{кр}}$ — момент на роторе реометра; F_i — площадь i-й лопасти, погруженной в смесь; $R_{\text{л}}$ — радиус вращения i-й лопасти относительно оси вращения ротора (расстояние от геометрического центра лопасти до оси вращения ротора); $h_{\text{л}}$ и $b_{\text{л}}$ — соответственно высота и ширина лопасти; $P_{\text{мех.р}}$ — механическая мощность на валу реометра; $\omega_{\text{р}}$ — угловая скорость ротора реометра; $P_{\text{эл.р}}$ — электрическая мощность, затрачиваемая на вращение вала реометра; $\eta = 0{,}85$ — КПД электродвигателя; I и U — соответственно сила тока и напряжение в цепи электродвигателя реометра.

Разработанные приборы позволяют успешно определять реологические показатели бетонных смесей, получать по расчетным значениям адекватную корреляцию, используя известные методы расчетов смесительных агрегатов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Баторшин В. П.** Рабочие процессы и выбор параметров вибрационных смесителей: Дис. ... канд. техн. наук. Л., 1984. 225 с.
2. **Десов А. Е.** О рациональных результатах вибрирования бетонных смесей // НИИЖБ. Вып. 11. М.: Госстройиздат, 1959. С. 11—22.
3. **Ефремов И. М.** Интенсификация процесса и выбор параметров роторно-вибрационного смесителя: Дис. ... канд. техн. наук. Л., 1985. 252 с.
4. **Кузьмичев В. А.** Методы моделирования и проектирования вибрационных смесительных машин: Дис. ... д-ра техн. наук. Л., 1989. 32 с.
5. **Серебренников А. А.** Рабочие процессы и методы проектирования смесительных машин с эксцентриковыми уравновешенными вибровозбудителями: Дис. ... д-ра техн. наук. СПб., 2002. 353 с.
6. **Белкин И. М., Виноградов Г. В., Леонов А. И.** Ротационные приборы. Измерение вязкости и физико-механических характеристик материалов. М.: Машиностроение, 1967. 272 с.
7. **Воларович М. П.** Экспериментальные исследования в области реологической кинематики дисперсных систем // Коллоидный журнал. Т. 9. 1947. № 5. С. 15—34.
8. **Воларович М. П.** Новые вискозиметры: Совещание по вязкости жидкостей и коллоидных растворов. Т. 16. 1954. № 3. С. 227—231.
9. **Рейнер М.** Деформация и течение. М.: Наука, 1963. 381 с.
10. **Рейнер М.** Реология / Пер. с англ. Н. И. Малинина. М.: Наука, 1965. 224 с.
11. **Уилкинсон У. Л.** Неньютоновские жидкости. М.: Мир, 1964. 216 с.
12. **Binhgam E. C.** Fluidity and Plasticity. New York: 1922. 438 p.
13. **Schwedoff F. N.** The Rechwiches experimentals — la cohesion des lignides Jornal de physigue. 1889. T. 8. 1890. T. 9.
14. **Rashaida A. A.** Flow of a non-Newtonian Bingham plastic fluid over a rotating disk: a thesis submitted to the College of Graduate Studies and Research in partial fulfillment of the requirements for the Degree of Doctor of Philosophy in the Department of Mechanical Engineering. Saskatoon: University of Saskatchewan, 2005. 223 p.
15. **Баркан Д. Д.** О распространении установившихся колебаний в грунте // Сборник ВИОС. Стройиздат, 1934. С. 14—21.
16. **Бунин М. В.** Вопросы теории процесса смесеобразования // Сб. тр. ХАДИ. Вып. 28. Харьков: ХАДИ, 1962. С. 95—112.
17. **Десов А. Е.** О структурной вязкости цементного теста, растворов и бетонов // Коллоидный журнал. Т. 8. Вып. 5. 1951. С. 346—356.
18. **Ребю П.** Кипящий слой. М.: ЦНИИЦветмет, 1959. 254 с.
19. **Ребю П.** Вибрирование бетона: Пер. с фр. М.: Физматгиз, 1970. 256 с.
20. **Королев К. М.** Новое оборудование для приготовления и транспортирования смеси. М.: Стройиздат, 1969. 110 с.
21. **Королев К. М.** Интенсификация приготовления бетонной смеси. М.: Стройиздат, 1976. 145 с.
22. **Коловский М. З.** Динамика машин. Л.: Машиностроение, 1989. 265 с.
23. **Константопуло Г. С.** Механическое оборудование заводов железобетонных изделий и теплоизоляционных материалов. М.: Высшая школа, 1988. 432 с.
24. **Королев К. М., Аркелянц М. М.** Вибрационные смесители для приготовления бетонных и растворных смесей. М.: ЦИНТИМ, 1961. 55 с.
25. **Макаров Ю. И.** Аппараты для смешения сыпучих материалов. М.: Машиностроение, 1973. 216 с.

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 621.039.52.4:621.891

Ю. Н. ДРОЗДОВ, д-р техн. наук, Е. П. ОСИПОВА, канд. техн. наук, Т. И. НАЗАРОВА (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), В. В. МАКАРОВ, В. В. АБРАМОВ, А. В. АФАНАСЬЕВ, кандидаты технических наук, М. В. ПУЧКОВ (ОАО ОКБ "Гидропресс")

Исследование трения образцов оболочек твэлов и ячеек дистанционирующих решеток тепловыделяющей сборки реактора ВВЭР

Приведены методика и результаты испытаний образцов оболочек твэлов и ячеек дистанционирующих решеток на трение при варьировании технологических и эксплуатационных факторов.

Ключевые слова: водо-водяной энергетический реактор, тепловыделяющий элемент, дистанционирующая решетка, коэффициент трения.

The testing procedure and test results of samples of the fuel elements claddings and cells of spacer grids on the friction under variation of the technological and operational factors are presented.

Keywords: water-moderated power reactor, fuel element, spacer grid, the friction coefficient.

Во всей активной зоне водо-водяных энергетических реакторов (ВВЭР) имеется порядка двух миллионов точек контакта тепловыделяющих элементов (твэлов) с пуклевками ячеек дистанционирующих решеток (ДР), силы трения в которых во многом определяют как технологию сборки на заводе-изготовителе, так и эксплуатационные характеристики тепловыделяющей сборки (ТВС): сопротивление продольно-поперечному термомеханическому изгибу; напряженно-деформированное состояние каркаса при несинхронном удлинении каркаса и пучка твэлов; вибрационную прочность. Сила трения в узлах сопряжения "твэл—ДР" в процессе эксплуатации может значительно изменяться от воздействия на ТВС температуры, облучения, среды теплоносителя; динамика изменения этих сил значительно влияет на эксплуатационные свойства ТВС.

С 2006 г. в ОКБ "Гидропресс" ведутся исследования сил трения между оболочками твэлов и ячейками ДР, в ходе которых изучается влияние на коэффициент трения таких факторов, как геометрия пуклевки, состояние поверхности оболочки (анодированная, травленая, шлифованная, автоклавированная), контактная сила, частота (скорость) возвратно-поступательного движения. В ходе проведенных ранее исследований было установлено, что коэффициент трения может значительно изменяться в зависимости от состояния поверхности образцов. При наличии оксидных пленок, образующихся в условиях, близких к реакторным, коэффициент трения $f = 0{,}1 \div 0{,}2$, тогда как для чисто металлических поверхностей в среднем $f = 0{,}5 \div 0{,}6$, что характерно для процесса сборки ТВС [1]. Эксперименты по синхронному продавливанию 312 твэлов без окисных пленок с $f = 0{,}6$ в двухпролетной модели, проведенные на Новосибирском заводе химических концентратов, привели к депланации и разрушению некоторых конструкций ДР [2]. Расчеты термомеханической прочности ТВС с $f = 0{,}6$ между твэлами и ДР, выполненные в РНЦ "Курчатовский институт", дают напряжения выше предела текучести в направляющем канале.

Таким образом, отсутствие знаний о коэффициенте трения в условиях эксплуатации приводит к завышенным оценкам нагрузок и консервативным конструкторским решениям. До настоящего времени не было изучено влияние таких факторов, как поперечная вибрация, сверхнизкие скорости взаимного перемещения образцов, характерные для процессов терморадиационного удлинения твэлов, а также как температура и среда.

Цель данной работы — определение влияния перечисленных выше факторов на коэффициент трения циркониевых сплавов. Поскольку коэффициенты трения циркониевых сплавов на различных этапах жизненного цикла ТВС существенно отличаются, в качестве образцов были взяты фрагменты шлифованных оболочек и ячеек ДР ТВС-2006 в состоянии поставки с завода (без защитных пленок) и с защитными пленками, полученными путем автоклавирования.

Методика и результаты испытаний образцов в состоянии поставки

Для испытаний на трение применительно к процессу сборки ТВС в качестве образцов исполь-

зовали оболочки твэлов длиной 45 мм и фрагменты ячеек ДР ТВС АЭС-2006 в состоянии поставки с завода (рис. 1). Перед испытаниями ячейки разрезали вдоль образующей на три фрагмента, каждый шириной 7÷7,5 мм.

Испытания проводили на трибометре UMT-3M производства фирмы CETR (США), предназначенном для определения коэффициента трения образцов плоской и цилиндрической формы при варьировании контактной нагрузки, траектории относительного движения образцов, температуры и среды (рис. 2). Условия испытаний: диапазон контактных нагрузок от 1 до 100 Н, скорость продольного перемещения образцов от 0,001 до 1 мм/с в условиях поперечной вибрации с частотой до 60 Гц и амплитудой до 25 мм в воде и на воздухе при температуре до 350 °С.

Для режимов с вибрацией при определении коэффициента трения помимо продольной составляющей силы трения (F_X) и контактной нагрузки (F_Z) необходимо учитывать поперечную составляющую (F_Y): $f = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2}/F_Z$, где F_X и F_Y — силы трения в направлении соответственно осей X и Y, Н; F_Z — контактная нагрузка, Н.

Для практики интерес представляет сила трения в направлении поступательного движения (в направлении оси X). Далее для режимов с поперечной вибрацией за коэффициент f трения будем принимать отношение продольной составляющей силы трения к контактной нагрузке (без учета поперечной составляющей): $F = F_X/F_Z$.

Образцы в состоянии поставки испытывали при возвратно-поступательном движении образцов вдоль оси X со скоростью 1 мм/с и длиной хода 5 мм. Общий путь трения составил 200 мм за 20 циклов. В испытаниях варьировали следующие режимы: контактную нагрузку (3÷80 Н),

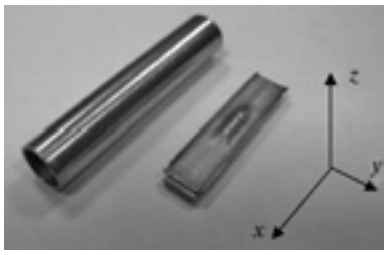


Рис. 1. Образцы оболочки твэла и ячейки ДР в состоянии поставки для испытания на трение

Рис. 2. Общий вид трибометра UMT-3M

среду (воздух и вода), частоту поперечной вибрации вдоль оси Y (5÷40 Гц).

Типичный для всех режимов график изменения коэффициента f трения от числа N полуциклов для возвратно-поступательного движения образцов в состоянии поставки показан на рис. 3. Пилообразный характер кривых объясняется различной силой трения при противоположных направлениях взаимного продольного перемещения (эффект рубанка).

Для образцов оболочек и ячеек ДР в состоянии поставки при различных режимах нагружения рассчитывали максимальные, средние и минимальные значения коэффициента трения в направлении поступательного движения, взятые по всем полуциклам. Испытания без вибрации показали, что средний коэффициент трения образцов в состоянии поставки имеет значения порядка 0,5÷0,6. В условиях вибрации происходит циклическое снижение коэффициента трения в направлении поступательного движения с частотой, равной или кратной частоте вибрации. На рис. 4 в качестве примера при-

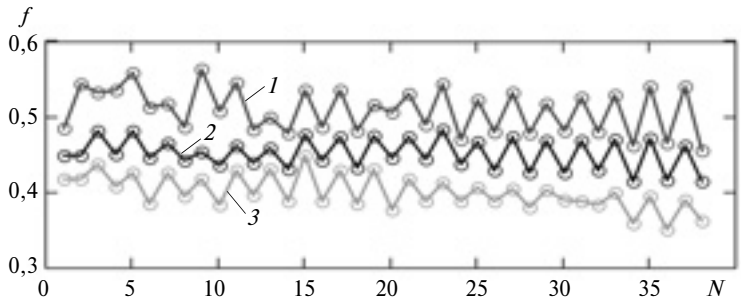


Рис. 3. Типичные зависимости коэффициента *f* от числа *N* полуциклов:
1, 2, 3 — соответственно максимальный, средний и минимальный коэффициенты

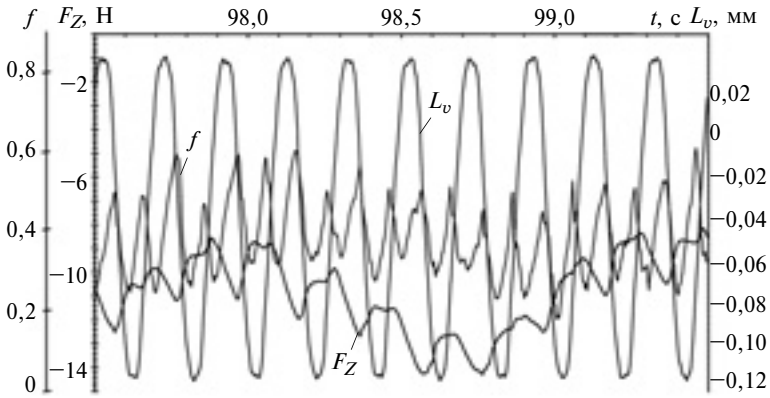


Рис. 4. Зависимости коэффициента *f* от времени *t* при поперечных колебаниях и кривые изменения во времени нагрузки F_Z и поперечного перемещения L_v

ведена зависимость коэффициента f трения в направлении поступательного движения от времени в условиях поперечной вибрации с частотой 5 Гц при $F_Z = 10$ Н. При этом коэффициент трения в направлении поступательного движения изменяется с частотой 10 Гц, принимая значения от 0,2 до 0,6. На рис. 4 также представлены изменения во времени контактной нагрузки F_Z и поперечного перемещения L_v. В отсутствие вибрации влияния на коэффициент трения контактной нагрузки, а также среды не обнаружено.

Методика и результаты испытаний на трение автоклавированных образцов

Для испытаний на трение применительно к эксплуатационным режимам образцы оболочек и ячеек ДР были автоклавированы в течение 35 ч в воде при 320 °С (рис. 5). В результате автоклавирования на поверхности образцов образовалась черная оксидная пленка толщиной 1 мкм. Испытания проводили при поступательном движении образцов при варьировании температуры (20 или 320 °С), среды (воздух, вода), скорости перемещения (0,001 и 1 мм/с), контактной силы (1÷10 Н), с поперечной вибрацией (вдоль оси Y, при частоте 16,5 Гц с амплитудой 40 мкм) и без нее. Длина пути трения — 5 мм.

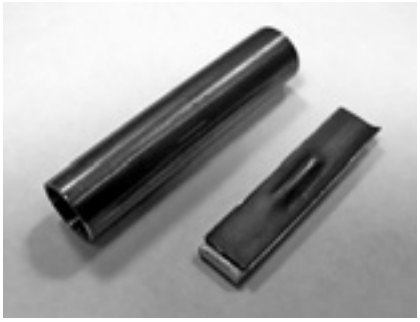


Рис. 5. Образцы оболочки твэла и ячейки ДР, покрытые оксидной пленкой, для испытаний на трение

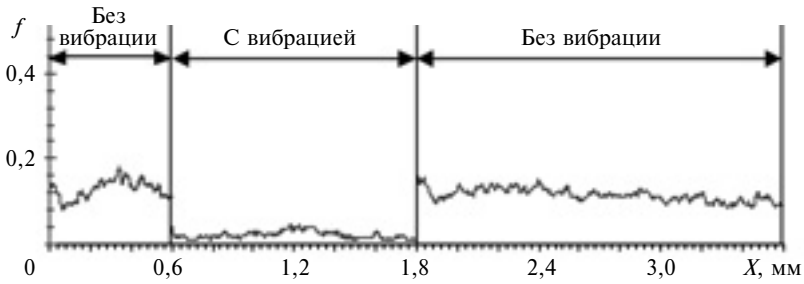


Рис. 6. Влияние вибрации на коэффициент f в направлении поступательного движения:
$F_Z = 1$ Н, $\omega = 16{,}5$ Гц

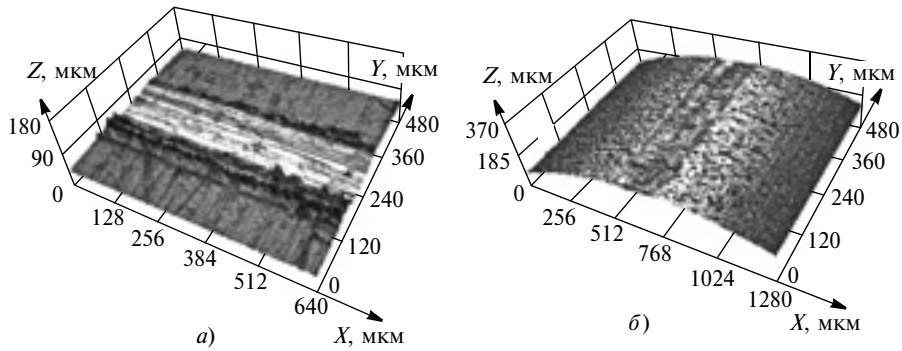


Рис. 7. Зоны контакта автоклавированных оболочки твэла (*а*) и ячейки ДР (*б*)

При испытаниях без вибрации $f = 0{,}15 \div 0{,}20$, с вибрацией — были выявлены области с аномально низкими коэффициентами трения (порядка 0,03) в направлении поступательного движения (рис. 6). Эта величина характерна только для режимов испытаний автоклавированных образцов с вибрацией при продольной скорости скольжения 0,001 мм/с. В зависимости от нагрузки, температуры и пройденного пути это трение либо сохранялось в течение всего эксперимента, либо сменялось трением с более высоким значением f (достигавшим 0,6) в направлении поступательного движения, что можно объяснить износом защитной пленки на ячейке (или пленок на обоих образцах) в результате вибрации и переходом к механизму трения чистых металлических поверхностей, для которых характерно $f = 0{,}6$.

С помощью лазерного микроскопа Olympus Lext было определено, что на поверхности оболочки при трении образцов образуется шрам глубиной 6÷8 мкм, тогда как толщина пленки не превышает 1 мкм (рис. 7, *а*, *б*).

Следует отметить, что ввиду податливости держателей амплитуда взаимного перемещения образцов в зоне контакта зависит от контактной силы. Так, при нормальной силе 1 Н амплитуда взаимных перемещений в зоне контакта близка к 40 мкм, тогда как при 10 Н проскальзывание отсутствует. Тем не менее, даже при отсутствии проскальзывания в контакте наблюдается снижение коэффициента трения в направлении поступательного движения.

При отсутствии относительных поперечных проскальзываний, наличии поперечной переменной нагрузки и непрерывном образовании окисной пленки режим трения с аномально низким коэффициентом в направлении поступательного движения возможен в течение всего срока эксплуатации ТВС, что может иметь большое практическое значение

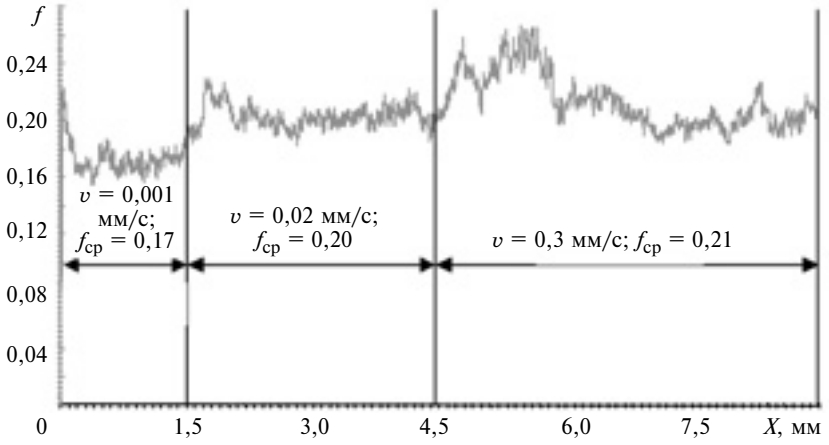


Рис. 8. Зависимость коэффициента *f* от пути *X* трения при варьировании скорости *υ* продольного скольжения

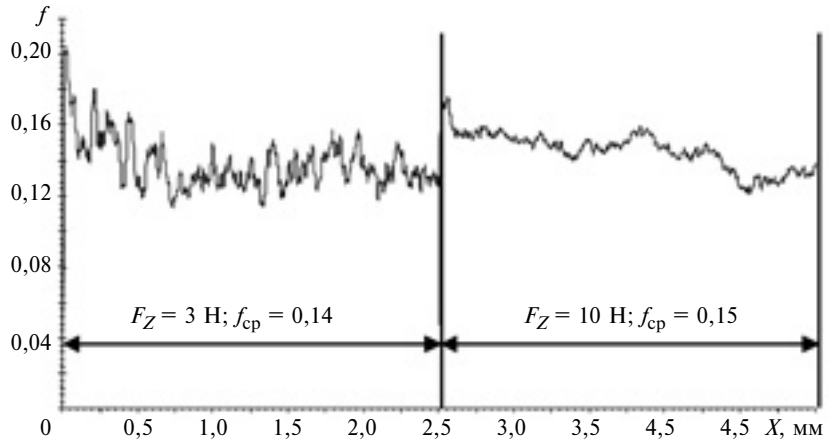


Рис. 9. Зависимость коэффициента *f* от пути *X* трения при варьировании контактной силы F_Z

в расчетном обосновании термомеханического поведения ТВС в режимах НЭ. Для проверки этого предположения необходимо провести эксперимент с парой "контробразец — ячейка ДР", в которой реализуются три точки контакта.

При испытаниях без вибрации в диапазоне скоростей скольжения от 0,001 до 0,3 мм/с (рис. 8) влияние скорости на коэффициент трения не превышает погрешности его определения. В условиях поперечной вибрации коэффициент трения в направлении поступательного движения зависит от продольной скорости: обнаружена пороговая скорость порядка 10 мкм/с, выше которой коэффициент трения в направлении поступательного движения скачком увеличивается от 0,05 до 0,15. Температура не оказывает влияния на коэффициент трения. Контактная нагрузка в пределах от 1 до 10 Н статистически значимого влияния на коэффициент трения не оказывает (рис. 9). Проведенные ранее эксперименты без поперечной вибрации свидетельствуют о том, что и при нагрузке 95 Н на пути трения 6÷8 м коэффициент $f = 0{,}15 \div 0{,}20$, т. е. оксидные пленки не истираются. При трении в воде средний коэффициент трения существенно не изменяется.

Заключение

1. У образцов в состоянии поставки при отсутствии поперечной вибрации коэффициент трения $f = 0{,}5 \div 0{,}6$, при наличии поперечной вибрации его значения в направлении поступательного движения могут меняться с удвоенной частотой поперечных колебаний в пределах 0,2÷0,6, т. е. поперечная вибрация периодически значительно снижает значения *f* в продольном направлении скольжения. Температура и среда статистически значимого влияния на коэффициент трения не оказывают.

2. Наличие на поверхности автоклавированных образцов оксидных пленок снижает коэффициент трения с 0,5÷0,6 до 0,15÷0,21. Обнаружено значительное снижение коэффициента трения автоклавированных образцов в направлении поступательного движения при скоростях взаимного перемещения в продольном направлении скольжения 1 мкм/с в условиях поперечной вибрации. Испытания показали существование областей с аномально низкими значениями *f* (порядка 0,03) в направлении поступательного движения, что может иметь практическое значение в расчетном обосновании термомеханической прочности ТВС в эксплуатационных условиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Экспериментальное** исследование процесса трения в единичном контакте, образованном оболочкой твэла и пуклевкой дистанционирующей решетки / В. В. Макаров и др. // 5-я междунар. науч.-техн. конф. "Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР" (29 мая — 1 июня 2007 г., г. Подольск). Подольск: КБ "Гидропресс", 2007.

2. **Утименко А. П., Шустов М. А.** Механические характеристики тепловыделяющих сборок энергетических реакторов, определяемые в экспериментах на узлах и малых макетах, методы и программное обеспечение расчетов на прочность // Вторая российская конференция (30.09.2002 г., г. Геленджик). Геленджик, 2002.

УДК 621.7.022.6

Д. С. ФАТЮХИН, канд. техн. наук (МАДИ), e-mail: mitriy2@yandex.ru

Ультразвуковая очистка, неповреждающая поверхности изделий

Представлен анализ эрозионного воздействия ультразвуковой очистки на поверхность изделий. Предложена установка для очистки деталей без повреждений.

Ключевые слова: ультразвуковая очистка, кавитация, акустические течения, эрозия.

An erosion influence of ultrasonic cleaning on the detail's surface is analyzed. A facility for cleaning of the details without its damage is proposed.

Keywords: ultrasonic cleaning, cavitation, acoustic flows, erosion.

Одним из самых распространенных видов обработок при производстве, техническом обслуживании и ремонте самых разнообразных изделий машиностроения является очистка ультразвуком. Основные ее преимущества — высокая эффективность, экологическая безопасность, возможность автоматизации процесса. В основе ультразвуковой очистки лежит сложное физико-химическое действие моющей жидкости при возбуждении в ней ультразвуковых колебаний высокой интенсивности. Очищающий эффект усиливает акустическая кавитация [1—3].

Кавитация — образование пузырей, заполненных паром, газом или их смесью, которые схлопываются, создавая интенсивные удары кумулятивных струй [4]. Ударное воздействие способствует удалению загрязнений с поверхности изделий в процессе обработки, но может вызвать и разрушение поверхности [3]. Поэтому при разработке технологии ультразвуковой жидкостной обработки следует это учитывать.

Механизм эрозионного поверхностного разрушения твердых тел имеет накопительный характер. Сначала кавитационные пузыри незначительно деформируют обрабатываемую поверхность, но со временем деформации накапливаются, происходит наклеп материала и разрушение поверхности. На рис. 1 (см. обложку) показаны разрушения стали 45, вызванные ультразвуком.

Хрупкое разрушение имеет место на выступах и впадинах неровностей. Кроме того, на поверхности образцов замечено изменение структуры зерен (рис. 2, см. обложку), которые значительно измельчаются. Изменение структуры распространяется на глубину 5÷10 мкм.

В малых зазорах, образованных поверхностями различной кривизны, эрозионное воздействие кавитации многократно возрастает. Так, при ультразвуковой обработке клапанной пары инжектора на корпусе (рис. 3, *а*) и запорном конусе (рис. 3, *б*) наблюдаются мельчайшие повреждения поверхностей. Признаками таких разрушений являются: ограниченность зоны повреждения, не распространение на определенное расстояние между контактирующими поверхностями, высокая скорость процесса эрозии контактной зоны (на два порядка выше скорости распространения эрозии на открытой поверхности).

Исследования показали, что с увеличением продолжительности ультразвукового воздействия глубина разрушения поверхности увеличивается. При этом размеры зоны разрушения практически не меняются.

Анализ полученных результатов исследований и данных различных публикаций показал, что кавитационные разрушения примерно одинаковы при контакте осесимметричных поверхностей различ-

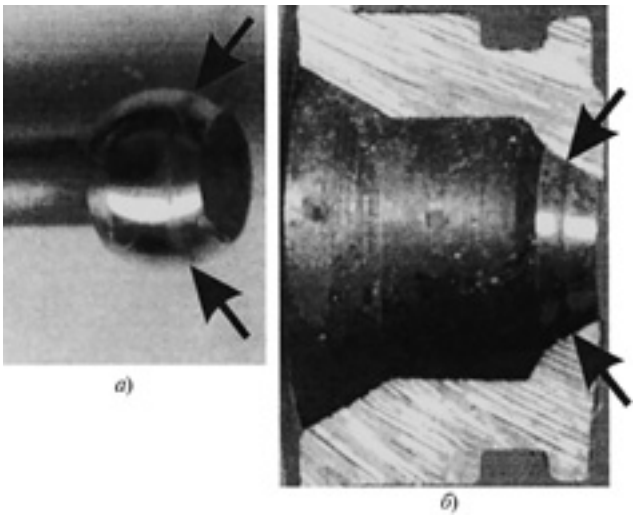


Рис. 3. Эрозионные разрушения в запорном сферическом элементе (*а*) и корпусе распылителя (*б*) клапанной пары инжектора

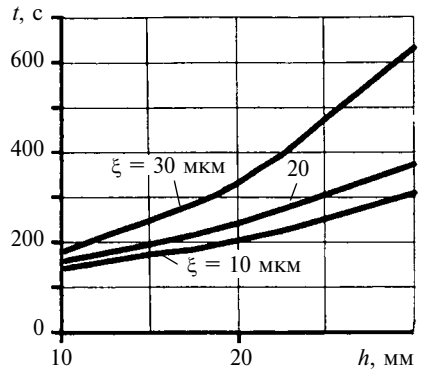


Рис. 4. Зависимости изменения времени ультразвукового воздействия до появления эрозии от расстояния *h* до объекта при различной амплитуде ξ колебаний

ной кривизны, например при очистке подшипников, используемых в приборах [5].

Для объяснения распространения кавитационной эрозии в зоне контакта поверхностей различной кривизны сделано предположение, что в данной области образуется парогазовая полость особой формы, пульсация (увеличение и схлопывание) которой является причиной эрозионной активности.

Результаты экспериментальных исследований зависимости времени t ультразвукового воздействия до появления эрозии от расстояния h до излучателя при различной амплитуде ξ колебательных смещений излучателя приведены на рис. 4. Их анализ показал, что при больших значениях амплитуды расстояние h является определяющим в изменении интенсивности эрозии, так как с уменьшением ξ акустическое воздействие не распространяется по всему объему пульсирующего пузырька, являющегося исходным для формирования плоского пузырька резонансного размера.

Исследование эрозионной активности ультразвукового поля в щелевом зазоре между поверхностями различной кривизны согласно сделанному предположению сводится к сравнению расчетных значений радиуса пузырька и ширины области эрозионного разрушения, полученной экспериментально, поскольку ее размер определяет размеры пузырька.

Рассмотрим парогазовый пузырек с внешним радиусом R, заполняющим пространство между двумя сферическими поверхностями с общей точкой касания, например шарик, находящийся в желобе дорожки подшипника. Используя уравнения движения и уравнения непрерывности, аналогично тому, как это сделано в работе [6] для сферического пузырька предельной формы, получим уравнение

$$\frac{\rho}{\alpha}\left(R\frac{\mathrm{d}^2R}{\mathrm{d}t^2}+\frac{\alpha}{2}\left(\frac{\mathrm{d}R}{\mathrm{d}t}\right)^2\right)=\left(p_0+\frac{4\sigma R_b}{R_0^2}\right)\left(\frac{R_0}{R}\right)^4-$$

$$-\frac{4\sigma R_b}{R^2}-p_0, \qquad (1)$$

где t — время; $R_b = R(t)$ — радиус пузырька; R_0 — начальный радиус пузырька; p_0 — гидростатическое давление; σ — поверхностное натяжение жидкости; ρ — плотность жидкости; α — безразмерный коэффициент, зависящий от ограничений пузырька.

Результаты математического моделирования показали, что пульсация пузырька, образованного в щелевом зазоре под действием ультразвукового поля в жидкости, больше, чем свободного пузырька. Кроме того, при одинаковых объемах полостей и амплитудах акустического давления пульсации свободного пузырька имеют периодический характер, в то время как пузырек в щелевом зазоре схлопывается, что и приводит к локализации и увеличению эрозии поверхностей.

Объяснение значительного повышения кавитационной эрозии в зоне контакта осесимметричных поверхностей различной кривизны носит абстрактный характер. Теоретические и экспериментальные исследования доказывают состоятельность предположения, однако установленные размеры различных пузырьков не соизмеримы с размерами зон эрозионного разрушения. Возможно, стационарный пузырек, образующийся в щелевом зазоре, представляет собой совокупность большого числа схлопывающихся пузырьков. Поскольку эрозионное поверхностное разрушение твердых тел носит накопительный характер, многократное воздействие в одном и том же месте схлопывающихся пузырьков равнозначно воздействию однородного стационарного пузырька.

Площадь контакта пузырька с поверхностями, образующими щель, так велика, что пропорционально возрастают и силы, удерживающие пузырек в щели, также значительно увеличиваются по сравнению с силами, удерживающими свободно пульсирующий пузырек у твердой поверхности. Кроме того, жидкость из щели вытеснена и нет гидродинамических течений, которые могли бы сдвинуть пузырек с места. Это и объясняет разрушительный характер щелевой кавитации.

Скоростная киносъемка исследуемого процесса подтвердила сделанное предположение (рис. 5).

Анализ природы кавитационной эрозии показал, что разрушительный эффект можно уменьшить, используя высокоамплитудную обработку и импульсные режимы. При исследовании ультразвуковой очистки поршневых излучателей на частоте 20÷25 кГц установлено, что эффективность очистки изделий, находящихся на расстоянии $h > 10$ мм от излучающей поверхности, возрастает с увеличением амплитуды колебаний лишь до 3 мкм. Дальнейший рост амплитуды приводит к увеличению числа кавитационных пузырьков, образованию пузырьковых облаков, сдерживающих повышение эффективности процесса. В 60-х годах прошлого столетия разработка аппаратуры для ультразвуковой

очистки при нормальном гидростатическом давлении с амплитудой колебаний более 3 мкм считалась бесперспективной [8]. Через 20 лет были доказаны эффективность и технологичность высокоамплитудной очистки поршневых излучателей [3, 7].

При повышении амплитуды до 10÷12 мкм эффективность кавитационной эрозии повышается медленно; при амплитуде больше 12 мкм увеличение эрозии вследствие кавитации вновь становится значительным. Кроме того, при больших амплитудах колебаний на расстоянии 30÷70 мм от нее, т. е. далеко от зоны активной кавитационной эрозии, наблюдался устойчивый процесс очистки изделий от некоторых загрязнений (растворимые смазочные материалы, остатки полировальных паст и т. п.) без следов кавитационных разрушений. Это позволило установить технически обоснованные режимы обработки.

Основными результатами являются: существенное повышение производительности ультразвуковой очистки от загрязнений с высокой адгезией к твердым поверхностям, расположенным в зоне интенсивной кавитации (до 20 мм от поверхности излучателя); а также использование обширной отдаленной от излучателя зоны, в которой отдельные виды ультразвуковой очистки успешно осуществляются без проявлений кавитационной эрозии.

Результаты исследований позволили разработать эффективные технологии, создать ряд аппаратов и успешно использовать их на предприятиях.

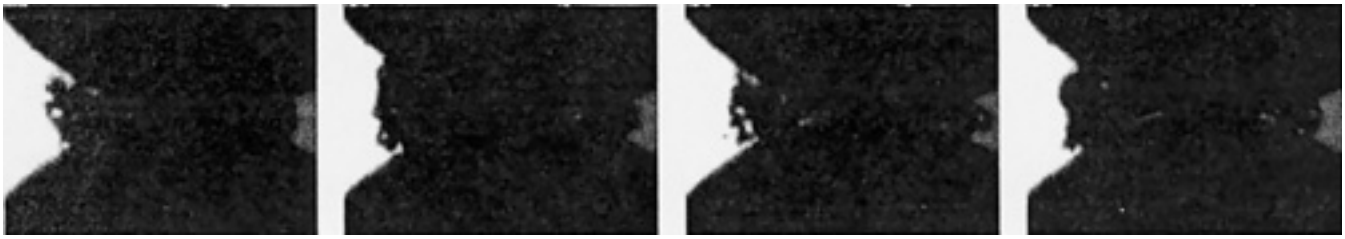


Рис. 5. Скоростная съемка кавитационного кластера между сферами

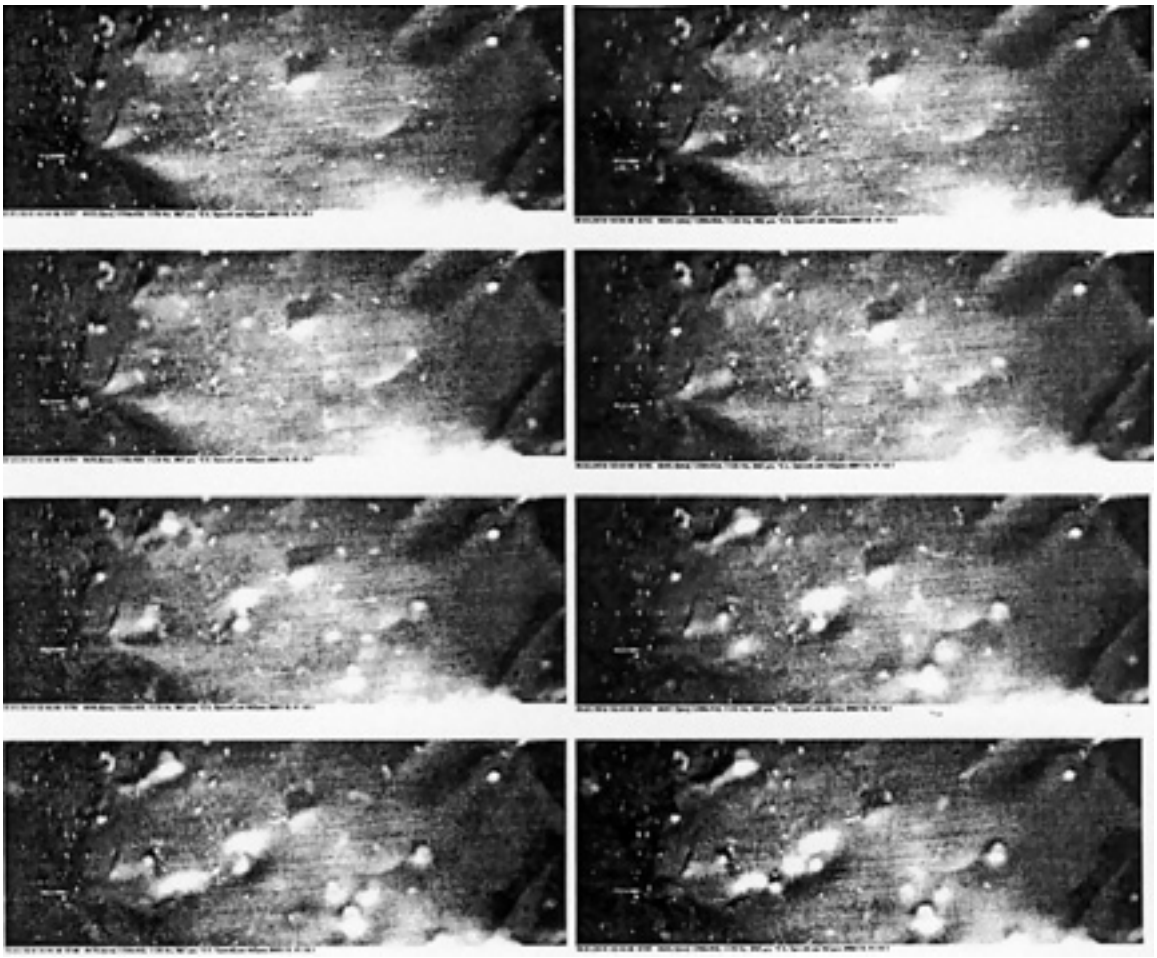


Рис. 6. Образование лунок на фольге при частоте обработки 7,9 кГц (скоростная съемка)

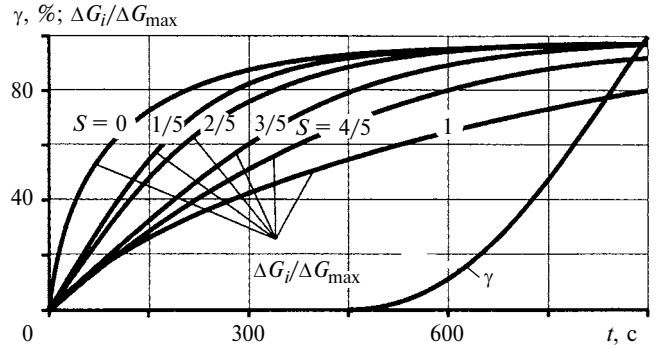


Рис. 7. Зависимости изменения относительного показателя $\Delta G_i/\Delta G_{max}$ эффективности очистки от времени t обработки при разной скважности S импульсов

Снизить кавитационную повреждаемость поверхности изделий при ультразвуковой очистке позволил импульсный режим обработки.

На рис. 6 (скоростная съемка) показана последовательность обработки кавитационных лунок. Первый кадр — на фольге пузырьки воздуха, затем (второй кадр и далее) при включении колебательной системы пузырьки объединяются в кластеры и начинают пульсировать. Лунка образуется приблизительно через 40 колебаний излучателя (пятый кадр).

При выключении излучателя пульсация и осцилляция пузырьков прекращаются в течение 2—3 колебаний.

Полученный экспериментальным путем временной интервал, в котором ощутимого эрозионного воздействия не наблюдается, соответствует 50-и периодам колебаний. Для задания скважности S импульсов (отношение продолжительности сигнала к продолжительности паузы) выбрано: импульс — 50 колебаний, пауза — 10 колебаний. Экспериментально получена зависимость относительного показателя эффективности очистки ($\Delta G_i/\Delta G_{max}$) от времени t обработки при разной скважности S импульсов (рис. 7), параллельно контролировали уменьшение массы образцов.

Полученные данные показали, что от скважности импульсов зависит эффективность очистки. При $S = 1/5 \div 2/5$ динамика удаления загрязнений мало отличается от безымпульсного режима, относительный показатель очистки, равный 95÷96 %, достигается за 450÷600 с. При $S = 3/5$ эффективность очистки значительно снижается. При этом одновременно происходит и эрозионное разрушение поверхности. При безымпульсном режиме после инкубационного периода (450 с) развивается кавитационная эрозия.

Анализ полученных результатов импульсного ультразвукового воздействия показал, что эффективным является $S = 1/5 \div 2/5$. При такой скважности импульсов не происходит заметных изменений на поверхности обрабатываемого объекта, кроме необходимого удаления загрязнений.

На основе предлагаемой технологии создана установка для ультразвуковой очистки. Основные узлы установки: ультразвуковой генератор, предназначенный для преобразования тока промышленной частоты в ток ультразвуковой частоты; ультразвуковой преобразователь, преобразующий электрическую энергию в энергию механических колебаний; волновод-концентратор, передающий механические колебания в технологическую среду. Для создания необходимого эффекта на конце волновода-концентратора размещают инструмент-излучатель.

Реализация высокоамплитудных режимов возможна только при использовании стержневых колебательных систем. Для увеличения эффективной площади излучения целесообразно использовать спаренную колебательную систему (рис. 8) [7].

Основные требования при выборе источника колебаний: мощность не менее 2 кВт, возможность

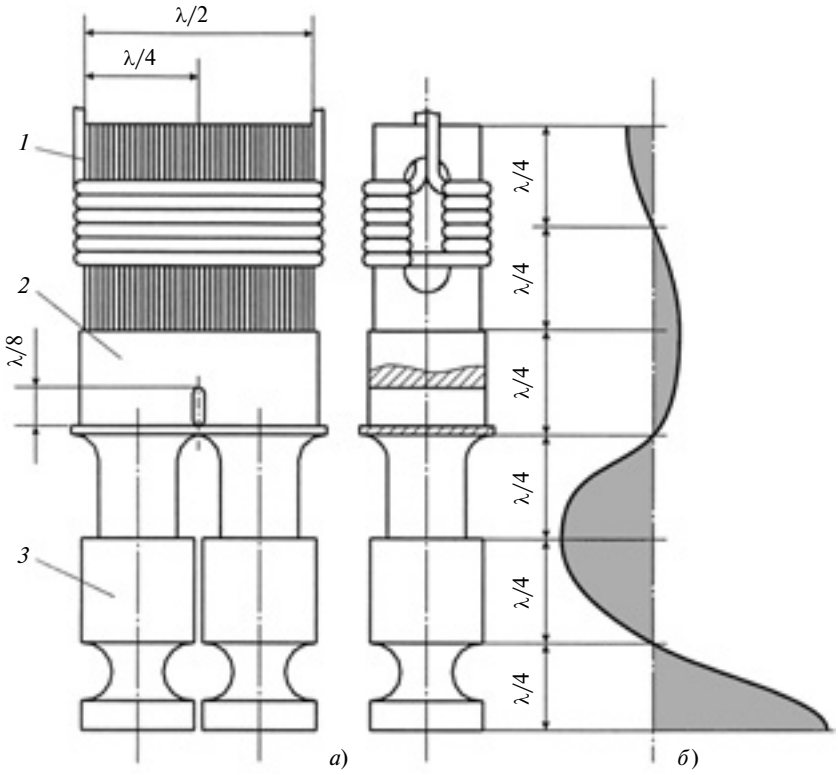


Рис. 8. Стержневая ультразвуковая спаренная колебательная система для высокоамплитудной очистки (*а*) и эпюра изменения амплитуды продольных колебаний (*б*):
1 — магнитострикционный преобразователь; *2* — волновод-концентратор; *3* — излучатель

работы в импульсных режимах. Этим требованиям удовлетворяют ультразвуковые генераторы УЗГ2-22 и УЗГ5-22П+.

Предлагаемая установка для очистки деталей различной конфигурации и степени загрязненности на высокоамплитудных и импульсных режимах работает от напряжения 220 В. Для увеличения зоны очистки используется спаренная ультразвуковая магнитострикционная колебательная система с нижним расположением излучателя. Для охлаждения конструкция выполнена в виде замкнутого водяного контура, состоящего из радиатора с расширительным бачком, вентилятором и трубопроводом, по которому охлаждающая жидкость подводится к помпе циркуляции, а от нее — к охлаждаемой части излучателя, находящейся в герметичном корпусе. После этого жидкость из корпуса возвращается обратно в радиатор.

Моющий раствор подогревается в баке с помощью врезанного электрического тэна. При превышении температуры срабатывает термодатчик, который отключает электропитание тэна. В моющую ванну раствор подается помпой, управляемой с панели управления. Поток и обратный слив раствора регулируются кранами. Имеется механизм сброса давления для регулирования подачи. Раствор из ванны попадает в бак через фильтр и удаляется с помощью помпы.

В случае перегрева излучателя срабатывает датчик температуры, который отключает электропитание излучателя.

Для возбуждения ультразвуковых колебаний используется генератор УЗГ2-22 мощностью 2 кВт, установленный внутри корпуса на специальной площадке. На передней панели имеется окно доступа к меню управления генератором.

Техническая характеристика установки ультразвуковой очистки

Производительность, дет./ч	10÷15
Число излучателей	2
Ультразвуковой генератор	УЗГ5-1,6/22
Потребляемая мощность, кВт	8
Габаритные размеры, мм	500×250×200

Разработанная установка позволяет эффективно очищать детали и узлы широкой номенклатуры.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Агранат Б. А., Башкиров В. И., Китайгородский Ю. И.** Ультразвуковая очистка // Физические основы ультразвуковой технологии. Под ред. Л. Д. Розенберга. Ч. 3. М.: Наука, 1970. 350 с.
2. **Келлер О. К., Кратыш Г. С., Лубяницкий Г. Д.** Ультразвуковая очистка. Л.: Машиностроение, 1975. 171 с.
3. **Панов А. П.** Ультразвуковая очистка прецизионных деталей. М.: Машиностроение, 1984. 88 с.
4. **Сиротюк М. Г.** О поведении кавитационных пузырьков при больших интенсивностях ультразвука // Акустический журнал. Т. VII. Вып. 4. 1961.
5. **Калачев Ю. Н.** Разработка технологии ультразвуковой очистки, обеспечивающей кавитационную неповреждаемость конструкционных материалов: Дис. ... канд. техн. наук. М.: 1992.
6. **Физика** и техника мощного ультразвука. Мощные ультразвуковые поля / В. А. Акуличев, Л. Д. Розенберг и др. Под. ред. Л. Д. Розенберга. М.: Наука, 1970. 688 с.
7. **Приходько В. М.** Физические основы ультразвуковой технологии при ремонте автотракторной техники. М.: Брандес, 1996. 127 с.
8. **Розенберг Л. Д., Сиротюк М. Г.** Причины, ограничивающие акустическую мощность преобразователя, работающего в жидкости // Контрольно-измерительные приборы. 1960.

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", г. Челябинск), Д. В. ИСАКОВ, канд. техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: idv_1829@mail.ru

Современный подход к проектированию операций абразивной обработки

Обоснован подход к проектированию абразивной обработки, установлены проблемы ее реализации, намечены пути решения данной задачи.

Ключевые слова: абразивная обработка, шлифование, шлифовальный круг, оптимизация.

An approach to the abrasive processing design is grounded, the problems of its realization are stated, and the ways of solving this problem are revealed.

Keywords: abrasive processing, grinding, grinding wheel, optimization.

В условиях рыночной экономики, жесткой конкуренции и ограничения ресурсов успех любого машиностроительного предприятия во многом зависит от возможности в кратчайшие сроки и с наименьшими затратами поставить на производство продукцию высокого качества, востребованную потребителями.

На этапе технологической подготовки производства это достигается внедрением новейших технологий на базе гибкого автоматизированного оборудования с использованием современного программно-

го обеспечения (CAD/CAM/CAE/ERP-системы) и готовых решений в области инструментально-режимного оснащения механической обработки. Последнее возможно при условии, что предприятия-изготовители предоставляют потребителям полную и достоверную информацию по эксплуатационным свойствам металлорежущего инструмента. Это позволит технологу оперативно выбрать инструмент с оптимальной характеристикой и назначить режимы резания, обеспечивающие требуемые точность и качество обрабатываемых поверхностей при минимальных затратах. Такой подход к технологической подготовке производства экономически эффективен, полностью соответствует концепции "lean manufacturing" (бережливое производство), проверен на практике и успешно используется при проектировании обработки лезвийным инструментом (резцами, фрезами, сверлами, метчиками и др.). Ведущие производители металлорежущего инструмента: Sandvik Coromant, Iscar, Mitsubishi Carbide, Seco, Walter Titex и др., предоставляют всю необходимую для этого информацию. Однако информация по эксплуатационным показателям абразивного инструмента весьма ограничена и в большинстве случаев представляет собой лишь маркировку.

Выбор рационального по техническим характеристикам абразивного инструмента, из которого наиболее распространенным является шлифовальный круг, и назначение оптимальных режимов резания, обеспечивающих требования по точности и качеству обрабатываемых поверхностей с наименьшими затратами, — оптимизационные задачи, при решении которых рассматриваются два аспекта. Первый — выбор лучшего из имеющихся шлифовальных кругов и определение режимов обработки для одной детали из конкретного материала с обеспечением заданных точности и шероховатости поверхностей с наименьшими затратами. Второй — выбор лучшего из имеющихся шлифовальных кругов для обработки группы разных деталей и определение режимов резания для обработки каждой с обеспечением заданных точности и шероховатости при условии, что затраты на обработку группы деталей будут меньше затрат на ее обработку другими шлифовальными кругами.

Первая задача актуальна для машиностроительных предприятий с массовым и крупносерийным производством, при котором на одном станке продолжительное время шлифуют заготовки только одной детали. На предприятиях средне- и мелкосерийного производства, которые в машиностроительной отрасли составляют более 85 %, как правило, на одном станке одним шлифовальным кругом обрабатывают разные заготовки из различных материалов, что требует оптимизации режимов резания. Обработка одним шлифовальным кругом уменьшает простои, связанные со снятием и установкой инструмента, его балансировкой и правкой. Поэтому приходится решать вторую задачу. Важно отметить, что ни в справочниках, ни в научно-технических публикациях данных рекомендаций по проектированию нет.

В общем случае решение этих задач сводится к единичному (первая задача) или многократному (вторая задача) выполнению следующего: для каждого из рассматриваемых шлифовальных кругов рассчитывают режимы резания, которые обеспечивают заданные требования по точности и шероховатости поверхностей и путем сравнения по установленному критерию определяют лучший.

Таким образом, задачу проектирования операций можно отнести к оптимизации режимов резания для конкретного шлифовального круга, метод решения которой заключается в последовательном выполнении ряда операций.

Сначала необходимо обосновать критерий оптимизации и получить его формулу в виде целевой функции. В настоящее время общепринятым критерием для механической обработки считается минимизация затрат, что обусловлено основной задачей технологии машиностроения, а именно, обеспечить выпуск изделий в заданном объеме требуемого качества с наименьшими затратами.

Себестоимость технологической операции складывается из ряда затрат:

$$C = \sum_{i=1}^{n} C_i,$$

где C_i — затраты; n — число затрат.

Величина отдельных затрат может изменяться в зависимости от технологии, но некоторые из них постоянны во всех рассматриваемых вариантах. Эту постоянную величину в сравнительном анализе можно не учитывать.

Переменную составляющую себестоимости определяют по формуле

$$C_n = C_м + C_а + C_э, \qquad (1)$$

где $C_м$ — затраты, связанные со съемом металла; $C_а$ — затраты, обусловленные расходом шлифовального круга; $C_э$ — затраты на электроэнергию. Преобразовав формулу (1) в целевую функцию, получим:

$$C_n = \tau_о[C_1 + (C_1 T_{пр} + C_2 V_{пр})T^{-1} + \\ + C_2 V_а T^{-1} + C_3 N_ш] \to \min, \qquad (2)$$

где $\tau_о$ — основное время операции; C_1 — стоимость 1 мин работы станка; T — период стойкости шлифовального круга; $T_{пр}$ — время на правку шлифовального круга; C_2 — стоимость объемной единицы рабочей части шлифовального круга; C_3 — стоимость 1 кВт/ч электроэнергии; $V_{пр}$ — объем снимаемой при правке части шлифовального круга; $V_а$ — объем изношенной части шлифовального круга за период стойкости; $N_ш$ — эффективная мощность шлифования.

Формула (2) справедлива для общего случая. При решении конкретной задачи ее следует преобразовать.

Далее формируют систему ограничений, которая в большинстве случаев включает в себя следующие требования: 1) технические требования к детали:

погрешность $\delta_л$ по точности обработки не должна превышать допуск $[\delta_л]$ по чертежу:

$$\delta_л \leqslant [\delta_л], \tag{3}$$

параметр Ra шероховатости обработанной поверхности детали не должен превышать требуемый по чертежу:

$$Ra \leqslant [Ra], \tag{4}$$

глубина h_n тепловых повреждений (прижог) не должна превышать допустимого значения:

$$h_n \leqslant [h_n]. \tag{5}$$

2) ряд ограничений по показателям, входящим в техническую характеристику станка:

$$\left.\begin{aligned} &N_ш \le N_{пр} - N_{х.х};\\ &\delta_л > \delta_с;\\ &S_{р\,min} \le S_р \le S_{р\,max};\\ &S_{о\,min} \le S_о \le S_{о\,max};\\ &v_{д\,min} \le v_д \le v_{д\,max};\\ &v_{к\,min} \le v_к \le v_{к\,max}, \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

где $N_{пр}$ — мощность привода шлифовального круга; $N_{х.х}$ — мощность на холостом ходу шлифовального круга; $\delta_с$ — точность обработки по техническому паспорту станка; $S_{р\,min}$ и $S_{р\,max}$ — соответственно минимальное и максимальное значения радиальной подачи по техническому паспорту станка; $S_{о\,min}$ и $S_{о\,max}$ — соответственно минимальное и максимальное значения осевой подачи; $v_{д\,min}$ и $v_{д\,max}$ — минимальное и максимальное значения скорости заготовки по паспорту станка; $v_{к\,min}$ и $v_{к\,max}$ — минимальное и максимальное значения скорости шлифовального круга.

Целевая функция (2) и ограничения (3)—(6) составляют обобщенную оптимизационную модель.

Затем следует установить источники, в которых указаны значения показателей, входящих в целевую функцию и систему ограничений, или разработать способы их получения.

Все показатели целевой функции и системы ограничений по способу определения можно разделить на две группы: первая — показатели, значения которых указаны в справочной литературе, на чертежах деталей, в технической характеристике станка и другой документации или рассчитываются по известным формулам, т. е. C_1—C_3, $v_к$, $T_{пр}$, $V_{пр}$, $[\delta_л]$, $[Ra]$ и др.; вторая — показатели, для определения которых необходимы теоретические и (или) экспериментальные исследования, т. е. $\delta_л$, Ra, h_n, T, $V_а$ и $N_ш$. Последние связаны с эксплуатационными свойствами шлифовального круга и оказывают непосредственное влияние на результаты обработки: производительность операции, точность и качество обработанных поверхностей, износ шлифовального круга и др. Далее будем называть их показателями эксплуатационных свойств абразивного инструмента.

Уточним состав этих параметров и рассмотрим каждый показатель в отдельности. Погрешность $\delta_л$ точности обработки, как правило, связана с максимальной деформацией y_{max} технологической системы, возникающей от радиальной составляющей силы резания, так как во многих случаях деформация является доминирующим фактором.

Условие по погрешности имеет вид:

$$y_{max} \leqslant a_у \delta_л, \tag{7}$$

где y_{max} — максимальная деформация технологической системы; $a_у$ — часть допуска на лимитирующий точность параметр, отводимая на компенсацию погрешностей, вызванных упругими перемещениями в технологической системе.

Максимальную деформацию технологической системы находим по формуле

$$y_{max} = P_{y_{max}}/j_{min}, \tag{8}$$

где j_{min} — минимальная жесткость технологической системы в радиальном направлении.

Приравняв выражения (7) и (8) и решив уравнение относительно $P_{y_{max}}$, получим:

$$P_{y_{max}} \leqslant a_у \delta_л j_{min}. \tag{9}$$

Неравенство (9) показывает, что для обеспечения точности обработки радиальная составляющая P_y силы резания не должна превышать максимального значения: $P_y \leqslant P_{y_{max}}$. Поэтому во вторую группу показателей вместо $\delta_л$ включим радиальную составляющую P_y силы резания.

Нередко двухступенчатый цикл обработки (постоянный режим шлифования + выхаживание) обеспечивает требуемое качество поверхности. Поэтому в список технологических показателей включим показатели шероховатости поверхности, получаемой при постоянном режиме резания (Ra), и поверхности, получаемой при выхаживании ($Ra_д$).

Глубину h_n прижога исключаем из комплекса показателей с учетом следующего. В большинстве случаев на чертежах не задают глубину прижога, а указывают на его недопустимость. Это связано с тем, что измерение толщины поверхностного слоя с измененной структурой (прижог) — сложная и трудоемкая задача. Поэтому, если возможно появление прижога, в качестве критерия стойкости шлифовального круга принимают время шлифова-

ния до момента его появления, рассчитывают удельную мощность шлифования $[N'_{пр}]$ и сравнивают с мощностью резания, приходящейся на 1 мм ширины шлифования. Исключение прижога соответствует условию:

$$N_ш/B \leqslant [N'_{пр}].$$

Эффективная мощность $N_ш$ шлифования определяется через тангенциальную составляющую P_z силы резания: $N_ш = P_z v_к$, что позволяет включать в систему ограничений вместо $N_ш$ показатель P_z.

Важным показателем эксплуатационных свойств шлифовального круга [1] является коэффициент шлифования $K_ш = V_м/V_а$, где $V_м$ — объем снятого при шлифовании металла. Поэтому дополнительно в комплекс показателей второй группы включим $V_м$.

Таким образом, комплекс показателей эксплуатационных свойств шлифовального круга включает в себя: Ra, $Ra_д$, P_y, P_z, $V_м$, $V_а$ и T. Для оптимизации шлифовальных операций необходима достоверная информация о значениях этих показателей для широкого диапазона режимов резания, обрабатываемых материалов, видов шлифования, применяемых СОТС, режимов правки и других факторов, относящихся к технологическим условиям операции.

При решении задач по оптимизации шлифования большинство исследователей для определения показателей эксплуатационных свойств шлифовального круга используют зависимости, установленные на основе математических моделей процесса шлифования. Они отражают взаимосвязь этих показателей с режимами резания, структурой шлифовального круга, свойствами обрабатываемого материала и др. Однако их применение весьма ограничено, так как нет общего подхода к моделированию процесса, а большое число факторов, влияющих на результаты обработки, имеют сложные взаимосвязи. Кроме того, процесс шлифования имеет динамический и стохастический характер. При этом в зависимости входят показатели, значения которых можно определить только экспериментальными исследованиями.

В настоящее время основными источниками информации являются справочники [2, 3], однако, несмотря на простоту получения необходимых данных и широкий охват различных видов и условий шлифования, в них имеется ряд недостатков: в справочниках отражены не все показатели эксплуатационных свойств шлифовальных кругов; представленная информация в виде таблиц не удобна для оптимизационных задач, данные усреднены. Кроме того, разнородность информации по методам, средствам и условиям получения не обеспечивает требуемых точности и сопоставимости. При этом в области абразивной обработки накоплен большой научный и практический опыт, который можно использовать при проектировании шлифовальных операций.

Кроме справочных данных разработчики используют информацию, изложенную в различных публикациях, в которых приводятся лишь общие сведения по характеру износа и стойкости шлифовальных кругов и по обрабатываемости материалов. При этом рекомендации по применению шлифовальных кругов зачастую противоречивые.

Поэтому на машиностроительных предприятиях с крупносерийным и массовым производством для проектирования шлифовальных операций проводят экспериментальные исследования по выбору шлифовального круга и оптимальных режимов обработки, что требует больших временны́х и материальных затрат. На предприятиях мелкого и среднесерийного производства инструменты и режимы резания назначают рабочий или наладчик, исходя из собственного опыта. При этом, как правило, режимы резания занижены и далеки от оптимальных. Поэтому при реализации шлифовальных кругов целесообразно предлагать готовые решения по выбору режимов шлифовальных операций.

Для решения этой задачи требуется научный подход к получению информации по показателям эксплуатационных свойств шлифовального круга, обработке полученной информации и представлению ее в удобном виде. Для этого необходимы системные испытания, которые заключаются в обработке образцов из различных материалов и шлифовании различными кругами при определенных технологических условиях по научно обоснованной методике. Испытания шлифовальных кругов следует проводить в лабораториях предприятий-изготовителей абразивного инструмента и по полученным результатам создавать автоматизированные базы данных.

Сотрудниками Уральского научно-исследовательского института абразивов и шлифования (УралНИИАШ) совместно с сотрудниками кафедры "Технология машиностроения" Южно-Уральского государственного университета разработана методика испытаний шлифовальных кругов с целью получения достоверной информации о показателях их эксплуатационных свойств при различных условиях обработки и использования ее при проектировании шлифовальных операций.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 2424—83.** Круги шлифовальные. Технические условия. М.: Издательство стандартов, 1983.
2. **Общемашиностроительные** нормативы режимов резания для технического нормирования работ на металлорежущих станках. Протяжные, шлифовальные и доводочные станки. Ч. 3. М.: НИИтруда, 1978. 360 с.
3. **Общемашиностроительные** нормативы времени на операции, выполняемые на шлифовальных и доводочных станках, с применением автоматизированной системы технического нормирования. Крупносерийное и среднесерийное производство. Ч. 1. Указания по эксплуатации. М.: НИИтруда, 1985. 207 с.

УДК 621.922

З. И. КРЕМЕНЬ, д-р техн. наук, А. И. ЛЕБЕДЕВ, канд. техн. наук
(ООО "Петербургский абразивный завод "Ильич", г. Санкт-Петербург),
e-mail: 4339227@rambler.ru

Крупнопористые круги из кубического нитрида бора для бездефектного шлифования

Показано, что крупнопористые круги из нитрида бора имеют большую проницаемость и позволяют осуществлять бездефектное шлифование.

Ключевые слова: крупнопористый шлифовальный круг, проницаемость, бездефектное шлифование.

It is shown that the coarse-pored grinding wheels of boron nitride have a greater penetrability and provide the defect-free grinding.

Keywords: coarse-pored grinding wheel, penetrability, defect-free grinding.

При шлифовании заготовок сложного профиля, например винтов пар качения, линейных направляющих, роторов с пазами и др., подача СОЖ в зону контакта круга с заготовкой затруднена. В результате во впадинах профиля возникают поверхностные дефекты — прижоги и микротрещины. Образование прижогов часто наблюдается при сухом (без СОЖ) шлифовании, когда охлаждающим агентом является воздух, а также при шлифовании плазменных покрытий, в которых содержатся высокотвердые структурные соединения (бориды, нитриды, карбиды) в сочетании с вязкой матрицей (никель).

В работах [1, 2] установлено, что в порах шлифовального круга под действием центробежных сил создается вакуум и, как следствие, возникает подсасывание СОЖ (или воздуха) через поры на торцах круга с последующим выбросом в зону шлифования. Интенсивность подсасывания повышается с увеличением скорости круга. При высокоскоростном (v = 80÷125 м/с) шлифовании значение пор в круге возрастает.

В исследованиях течения жидкости через пористый материал [3, 4] для оценки материала используют понятие проницаемости — способность пропускать через себя жидкость под действием приложенного градиента давления. Установлено, что основное влияние на проницаемость оказывают размеры пор: при наличии большого количества мелких пор проницаемость оказывается недостаточной, так как такие поры создают высокое гидравлическое сопротивление.

Широко применяемые при шлифовании круги на основе кубического нитрида бора (эльбора) имеют, как правило, достаточно плотную структуру и высокую твердость, что не способствует их высокой проницаемости. Поэтому возникает необходимость разработки кругов из эльбора с крупнопористой структурой. Такие круги (торговая марка АЭРОБОР) были разработаны специалистами Петербургского абразивного завода "Ильич" [5]. Исследование структуры этих кругов [6] показало, что средний размер пор в них в 2,3÷4,2 раза больше, чем в серийных. Эти данные позволили предположить, что проницаемость кругов АЭРОБОР также должна быть больше.

В статье приводятся результаты исследования относительной проницаемости эльборовых кругов со структурами А16, А25, А40 (обозначения соответствуют порообразователям КФ16, КФ25, КФ40) и круга с серийной структурой С8.

Связь проницаемости K, активной (открытой) пористости $П_а$ и среднего размера $\bar{d}_п^2$ пор описывается выражением:

$$K = \frac{П_а}{32}\bar{d}_п^2. \qquad (1)$$

Изменение пористости $П_а$ от 0,35 до 0,45 (такая пористость характерна для шлифовальных эльборовых кругов), согласно формуле (1), приводит к изменению проницаемости всего на 16÷20 %. Как видим, влияние пористости на проницаемость невелико. Основное влияние на проницаемость оказывает величина $\bar{d}_п^2$ — площадь сечения пор, которая влияет на сопротивление движению жидкости через поры круга. Следует отметить, что проницаемость измеряется в единицах площади — см^2.

В работе [3] показано, что существенное влияние на проницаемость кругов оказывают такие характеристики, как среднее $m_п$ и среднеквадратическое $\sigma_п$ распределения размеров пор, используя которые, можно определить среднестатистический размер пор шлифовальных кругов АЭРОБОР разных структур [6]:

$$\bar{d}_п = m_п + \frac{1}{z}\left[\sum_i^3 (m_п + K_i\sigma_п)\gamma_i + \sum_i^3 (m_п - K_i\sigma_п)\gamma_i\right], \qquad (2)$$

где K_i = 1; 2; 3 — коэффициент рассеяния; γ_i = 0,34; 0,14; 0,02 — коэффициент значимости; z — число интервалов значений $\bar{d}_п \geqslant$ $\geqslant$ 100 мкм для каждой структуры круга: z = 6 для структур А40, А25, А16 и z = 2 для структуры С8.

Граничный размер $\bar{d}_п \geqslant$ $\geqslant$ 100 мкм определен на основании данных работы [4], в которой показано, что круги с макропорами имеют наибольшую проницаемость. В табл. 1 приведены значения $\bar{d}_п$ и $\bar{d}_п^2$, рассчитанные по формуле (2), для кругов зерни-

стостью 125/106. При этом учтено, что относительное количество крупных пор равно соответственно 12 и 24 % при общей пористости 41 % и содержании порообразователя (ПА) 5 и 10 %.

Влияние крупных пор на проницаемость кругов АЭРОБОР оценивали коэффициентом Δ относительной проницаемости:

$$\Delta^* = \frac{\sum(\bar{d}^{2*}_{П8} + \bar{d}^{2*}_{ПА})}{\bar{d}^2_{П8}}; \qquad (3)$$

$$\Delta^{**} = \frac{\sum(\bar{d}^{2**}_{П8} + \bar{d}^{2**}_{ПА})}{\bar{d}^2_{П8}}. \qquad (4)$$

Значения Δ, рассчитанные по формулам (3) и (4), приведены на рис. 1 и в табл. 2. Полученные результаты показывают, что круги АЭРОБОР имеют значительно более высокую (от 1,5 до 4,4 раза) проницаемость по сравнению с серийными эльборовыми кругами. Увеличение содержания порообразователя с 5 до 10 % повышает проницаемость в 1,4÷1,6 раза.

Таблица 1

Значения $\bar{d}_п$ и $\bar{d}^2_п$ для различных шлифовальных кругов

Параметр	Структура круга			
	С8	А16	А25	А40
$\bar{d}_п$, мкм	95	227	315	372
$\bar{d}^2_п$, мкм^2	9025	51 529	99 225	138 384
$\bar{d}^{2*}_п$, мкм^2	7942	6183	11 907	16 606
$\bar{d}^{2**}_{ПА}$, мкм^2	6859	12 366	23 814	33 212

Примечание. $\bar{d}^{2*}_п$ — содержание порообразователя 5 %, $\bar{d}^{2**}_{ПА}$ — 10 %.

Таблица 2

Расчетные значения коэффициента Δ для шлифовальных кругов

Параметр	Структура круга		
	А16	А25	А40
Δ*	1,5	2,2	2,7
Δ**	2,1	3,4	4,4

Рис. 1. Диаграмма коэффициентов Δ относительной проницаемости шлифовальных кругов различных структур при содержании ПА 5 (заштрихованные столбики) и 10 % (светлые столбики)

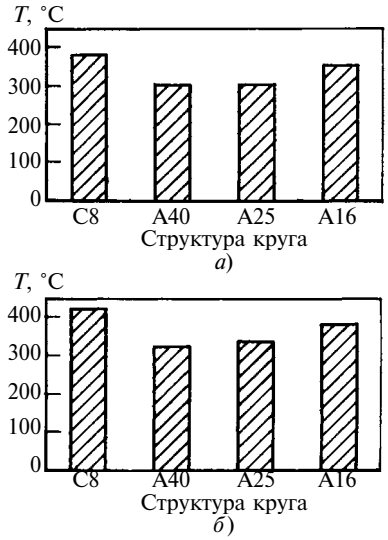


Рис. 2. Диаграммы средних контактных температур *T* в зоне шлифования кругами АЭРОБОР на режимах:
а — t = 0,05 мм, $Q_м$ = 50 мм^3/(мин · мм);
б — t = 0,1 мм, $Q_м$ = 100 мм^3/(мин · мм)

Повышение проницаемости изменяет тепловую обстановку в зоне шлифования, о чем свидетельствуют результаты измерения контактной температуры при шлифовании стали Р6М5 [7]. Как видно из рис. 2, шлифование крупнопористыми кругами АЭРОБОР с наполнителями А25 и А40 позволяет снизить температуру на 26÷31 % по сравнению с шлифованием серийным кругом, причем снижение температуры достигается при разных режимах шлифования. При использовании круга А16 с более мелкими порами и, соответственно, с меньшей проницаемостью температура снижается всего на 8÷10 %.

Далее приведем примеры бесприжогового шлифования кругами АЭРОБОР; при использовании серийных кругов на ряде указанных деталей были обнаружены прижоги.

В табл. 3 приведены данные шлифования винтов пар качения кругами АЭРОБОР. Производительность повысилась на 35÷38 %, полностью исключено образование прижогов, число правок круга АЭРОБОР по сравнению с кругами из электрокорунда сократилось в 20÷30 раз.

Шлифование деталей с плазменными покрытиями показало неэффективность использования традиционных абразивных кругов: коэффициент шлифования составил 1÷5; резко увеличилось число правок; в ряде случаев на поверхности образовались прижоги и микротрещины. Применение кругов АЭРОБОР позволило значительно повысить эффективность шлифования: число правок сократилось в 30÷50 раз; были полностью исключены прижоги и микротрещины; ресурс круга увеличился в 10÷20 раз, что позволило повысить производительность на 30÷35 %.

При сухом (без СОЖ) шлифовании (заточке) режущих инструментов — червячной фрезы, долбяка, эвольвентной протяжки (табл. 4), серийными эльборовыми кругами на поверхности часто возникают прижоги, что приводит к снижению производительности в результате использования более низких режимов шлифования: глубины — до 0,01÷0,02 мм, скорости подачи — до 1÷2 м/мин. Применение кругов АЭРОБОР позволило исключить прижоги при одновременном сокращении времени шлифования на 32÷38 %.

В приведенных примерах применение крупнопористых кругов АЭРОБОР позволило осуществить бездефектное шлифование, что во многом обусловлено их повышенной проницаемостью кру-

Таблица 3

Режимы шлифования винтов пар качения

Материал (твердость), размер винта	Характеристика круга	Режим шлифования		
		v, м/с	$n_д$, мин$^{-1}$	t, мм
ХН45МВТЮ (39÷41 *HRC*), ∅38×280	1D1 400×9×203×10 ЛКВ50 125/106 125 ККФ25	35	7,5	0,07÷0,03
X40CrMoVNi (58÷60 *HRC*), ∅39×1000	1F1 400×10×203×10×30° ЛКВ50 125/106 125 ККФ25	33	6,5	0,05÷0,1

Таблица 4

Режимы шлифования кругами АЭРОБОР без СОЖ

Обрабатываемое изделие, материал (твердость)	Операция	Характеристика круга	Режимы шлифования		
			V, м/с	$V_{Sк}$	t, мм
Эвольвентная протяжка, сталь Р18 (62÷65 *HRC*)	Шлифование шлицев	1Е1 150×10×32×15×60° ЛКВ50 100/80 ККФ25	22	4÷12 м/мин	0,07÷0,03
Долбяк, сталь Р6М5ФЗ (64÷66 *HRC*)	Заточка передней поверхности	1А1 200×10×65×5 ЛКВ50 100/80 ККФ25	40	Ручная подача	0,06÷0,02
Червячная фреза, сталь Р6М5ФЗ (64÷66 *HRC*)	Шлифование профиля	1D1 80×10×16×5×2×40° ЛКВ50 80/63 ККФ16	27	$n_3 = 16$ мин$^{-1}$	0,05÷0,02

гов АЭРОБОР, в результате чего увеличилось поступление СОЖ (воздуха) в зону шлифования и контактная температура уменьшилась до значений ниже температур, приводящих к образованию поверхностных дефектов.

Таким образом, крупнопористые эльборовые круги АЭРОБОР можно считать эффективным средством повышения производительности обработки и качества поверхности при шлифовании деталей из труднообрабатываемых и сложнолегированных сталей и сплавов при сухом шлифовании.

Круги АЭРОБОР диаметром до 600 мм и сегментные круги с аналогичной структурой и стальным корпусом для высокоскоростного шлифования производятся на Петербургском абразивном заводе "Ильич".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Худобин Л. В., Мельников А. Н., Гурьянихин В. Ф.** Аэродинамические явления, сопровождающие процесс шлифования // Технология и автоматизация машиностроения. 1975. Вып. 16. С. 75—77.
2. **Ящерицын П. И., Зайцев А. Г.** Повышение качества шлифованных поверхностей и режущих свойств абразивно-алмазного инструмента. Минск: Наука и техника, 1974. 255 с.
3. **Белов С. В.** Пористые проницаемые материалы: Справочник. М.: Машиностроение, 1987. 332 с.
4. **Коллинз Р.** Течение жидкостей через пористые материалы: пер. с англ. Р. Л. Салганика; под ред. Г. И. Баренблатта. М.: Мир, 1964. 350 с.
5. **Kremen Z. I.** A new generation of high-porous vitrified CBN wheels // Industrial Diamond Review. 2003. N 4. P. 53—56.
6. **Кремень З. И., Лебедев А. И.** Анализ возможностей управления пористостью шлифовальных кругов из эльбора с целью расширения областей их применения // Технология, оборудование и автоматизация машиностроительного производства: Сб. науч. тр. СПб.: Инструмент и технологии, 2008. № 30, 31. С. 126—129.
7. **Лебедев А. И.** Контактная температура при шлифовании быстрорежущей стали кругами АЭРОБОР // Металлообработка. 2007. № 6. С. 12, 13.

УДК 621.91

Д. Е. МАКСИМОВСКИЙ (МГТУ "Станкин", г. Москва), e-mail: dimon200888@yandex.ru

Автоматизация проектирования технологических процессов на основе конструкторско-технологической параметризации

Рассматриваются основные положения автоматизированного конструкторско-технологического проектирования на базе систем T-Flex CAD и СИТЕП МО.

Ключевые слова: конструкторско-технологическая параметризация, T-Flex, СИТЕП МО.

The basic statements of the computer-aided engineering and design projecting based on the T-Flex CAD and SITEP MO systems are considered.

Keywords: engineering and design parameterization, T-Flex, SITEP MO.

Актуальным направлением повышения эффективности проектирования технологической подготовки машиностроительного производства является автоматизация передачи конструкторской информации в среду технологического проектирования, которая заключается в том, что графические форматы (grb, dwg, dxf и др.), характеризующие геометрические свойства объектов изготовления, необходимо преобразовать в табличные форматы (dbf, db и др.) для решения технологических задач. Эти преобразования требуют привлечения сложного мате-

матического аппарата. Перспективным направлением является использование *конструкторско-технологической параметризации*.

Под *конструкторской параметризацией* понимается использование переменных параметров чертежа [линейных, радиальных, диаметральных и угловых размеров, показателей качества поверхностей (отклонение формы (макрогеометрия), волнистость, шероховатость (микрогеометрия), субмикрошероховатость и др.] с целью автоматического построения чертежа при изменении этих переменных.

Под *технологической параметризацией* понимается использование переменных, связанных с параметрами технологического процесса (ТП). В ТП такими параметрами будут: скорость v, подача S и глубина t резания, а также установочные приспособления, вспомогательный, режущий и мерительный инструменты и т. д.

Под *конструкторско-технологической параметризацией* понимается множество конструкторских (X) и технологических (Y) параметров, связей между ними, позволяющих в автоматическом режиме определять параметры и структуру ТП.

Конструкторско-технологическая параметризация эффективно используется при проектировании ТП на основе унификации технологических решений изготовления деталей — аналогов, типовых и групповых технологических процессов [1, 2]. Эффективность унификации ТП заключается в том, что при выборе их структуры используется опыт проектирования ТП деталей той же группы, что и рассматриваемая деталь. Под структурой ТП понимается состав технологических переходов, их последовательность и группирование переходов в позиции, установы и операции. Две детали имеют одинаковую структуру ТП, если сохраняется последовательность переходов (рис. 1) и выполняются условия:

$$\lambda_{jo} = F(\pi_{io}); \quad \lambda_{jб} = F(\pi_{iб}); \qquad (1)$$

$$F^{-1}(j_1) > F^{-1}(j_2), \qquad (2)$$

где F — однозначное отображение множества переходов ТП детали $Д_1$ на множество переходов ТП детали $Д_2$; F^{-1} — обратная функция, которая отображает переходы детали $Д_2$ на переходы детали $Д_1$;

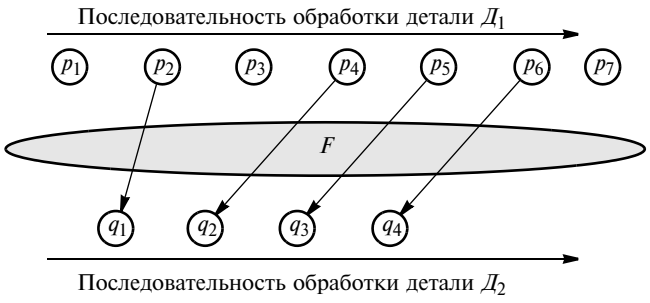


Рис. 1. Последовательность выполнения переходов: $p_i = (\pi_{iб}, \pi_{io})$ и $q_j = (\lambda_{jб}, \lambda_{jo})$ — технологические переходы

i, j — однонаправленные ТП; $\pi_{iб}$, $\lambda_{jб}$ — поверхности технологических баз; π_{io}, λ_{jo} — обрабатываемые поверхности.

По условиям (1) поверхности при отображении F сохраняются. Условие (2) выполняется для любой пары переходов $j_1 > j_2$ детали $Д_2$, т. е. выполняется последовательность обработки.

Таким образом, при проектировании маршрутных и маршрутно-операционных ТП структура ТП унифицированных деталей передается на рассматриваемую и остается только считать параметры (шифры оборудования и оснастки, припуски, технологические размеры, показатели качества на каждом переходе, режимы резания и нормы времени), т. е. характеристики переходов, отраженные в технологических картах. Необходимость расчета параметров ТП определяется тем, что автоматический перенос параметров унифицированных ТП на единичную деталь невозможен, так как параметры существенно зависят от размеров детали.

Этапы проектирования ТП на основе унификации в САПР ТП:

разработка информационной базы для ранее спроектированных и изготовленных деталей и их ТП;

классификация деталей по конструктивно-технологическим признакам (КТП);

разработка комплексной детали (детали-представителя) для каждого класса деталей;

расчет КТП единичной детали;

поиск унифицированной детали на основе КТП;

поиск унифицированного ТП для этой детали;

редактирование унифицированного ТП для единичной детали;

расчет параметров ТП.

Система T-Flex CAD позволяет создавать параметрические модели твердых тел, что весьма важно для автоматизации производственного процесса изготовления деталей по КТП. Рассмотрим на примере детали типа "фланец" возможности системы T-Flex CAD в создании параметрических моделей и системы СИТЕП МО при автоматизированном расчете параметров ТП с применением параметризации.

Создание параметрической модели в системе T-Flex заключается в построении параметрической модели фланца из нескольких различных по форме и размерам фланцев. Задача состоит в том чтобы, задаваясь одним параметром, система строила требуемый фланец из доступных фланцев в базе данных модели.

Для построения двумерной параметрической модели следует открыть новый чертеж и построить деталь, в которую включены все параметры существующих деталей. При построении типовой детали задаются все параметры (d_1 — радиус окружности, b_2 — длина фаски и т. д.). Типовая деталь, включающая все элементы фланцев, изображена на рис. 2.

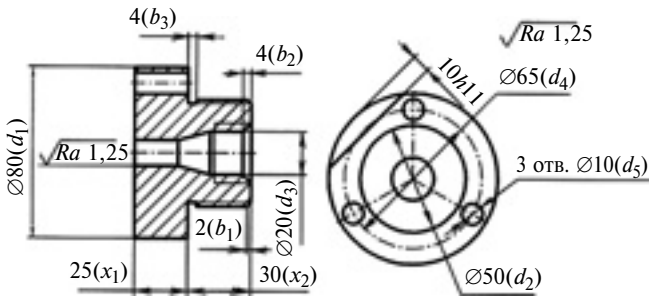


Рис. 2. Параметрическая модель фланца

После построения модели составляется база данных размеров фланцев — Flanec. В этой базе данных — пять строк, это значит, что по нашей модели можно построить пять разных параметризованных фланцев, реализуя таким образом технологическую параметризацию в системе T-Flex CAD.

Следующий этап — привязка базы данных Flanec к параметрической модели фланца с помощью функций, связывающих переменные модели с данными базы.

Этап редактирования унифицированного ТП в современных САПР ТП выполняется в диалоговом режиме с использованием "Технологического редактора" САПР ТП. Редактирование ТП заключается в удалении "лишних" операций и переходов из унифицированного ТП применительно к единичной детали. К "лишним" относятся операции, связанные с обработкой поверхностей, отсутствующих в единичной детали. К "лишним" переходам относятся те, которые обеспечивают более высокое, чем предусмотрено в чертеже, качество поверхности.

Для автоматизации редактирования предлагается конструкторско-технологическая параметризация, которая реализована в САПР ТП СИТЕП 4, разработанной в МГТУ "Станкин".

На этапе проектирования конструкции фланца устанавливаются переменные и связывающие их функции, которые позволяют при их обнулении преобразовать фланец в более простые детали (фланец без отверстия, вал ступенчатый, диск и т. д.). Параметризованный фланец рассматривается как комплексная деталь, для которой разрабатывается унифицированный ТП. Каждому технологическому переходу (операции) соответствует переменная параметризованного фланца, при обнулении которой автоматически исчезает связанный с ней переход (операция). Например, при обнулении параметра $h11$ пропадает операция фрезерования лыски, параметра d_5 — операция сверления крепежных отверстий, при обнулении параметра x_2 — переходы, связанные с токарной обработкой второй ступени фланца.

Следующий этап — передача конструкторских переменных с чертежа в систему СИТЕП МО с последующим использованием их для связи с технологическими переменными системы. СИТЕП МО используется в технологической подготовке производства деталей машиностроения. Основные принципы проектирования — использование типовых ТП, разработанных предварительно для так называемой детали-представителя. Типовая деталь охватывает класс деталей с одинаковыми конструктивно-технологическими признаками. Сущность проектирования на основе типизации заключается в настройке типового ТП на проектируемый и расчете параметров или их вводе с помощью технологического редактора: при настройке удаляются "лишние" операции для поверхностей, которых нет в рассматриваемой детали, и переходы, которые обеспечивают качество поверхностей выше требуемого. Таким образом осуществляется технологическая параметризация в системе СИТЕП МО.

Для повышения уровня автоматизации проектирования ТП в СИТЕП МО реализована схема технологической параметризации, которая является важной составляющей технологии Product Data Management (PDM). Суть этой схемы состоит в том, что в пределах заданной структуры ТП при изменении конструктивных параметров изготовляемой детали автоматически меняются технологические параметры, которые отображаются как в таблице ТП, так и во всех картах комплекта технологической документации. Таким образом, становится возможной реализация PDM-технологии, при которой изменение конструктивных параметров деталей влечет за собой автоматическое изменение технологических параметров и управляющих программ станков с ЧПУ.

Преимуществом интеграции T-Flex CAD и СИТЕП МО является автоматическое получение технологической документации после параметрического изменения чертежа в T-Flex CAD. Изменение геометрических размеров изделия приводит к автоматической модификации чертежа. Обновленные технологические данные чертежа поступают в систему СИТЕП, которая автоматически вносит изменения во все связанные технологические документы и корректирует управляющие программы для станков с ЧПУ. Совместное использование систем T-Flex и СИТЕП МО позволяет повысить автоматизацию технологических процессов на основе конструкторско-технологической параметризации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Соколовский А. П.** Курс технологии машиностроения. М.: Машгиз, 1947. 435 с.

2. **Митрофанов С. П., Гульянов Ю. А., Куликов Д. Д.** Автоматизация технологической подготовки серийного производства. М.: Машиностроение, 1974. 360 с.

3. **T-FLEX PARAMETRIC CAD:** Двухмерное проектирование и черчение. Руководство для пользователей. М.: АО "Топ Системы", 2010. 355 с.

4. **СИТЕП МО:** Система технологического проектирования процессов механообработки. Руководство для пользователей. М.: Изд-во МГТУ "Станкин", 2003. 141 с.

УДК 621.74.042

С. В. ГОНЧАРОВ (Тихоокеанский ГУ, г. Хабаровск), e-mail: ya-84@Iist.ru

Исследование процессов смешивания и гомогенизации компонентов при изготовлении антифрикционных материалов

Рассматривается получение смесей для антифрикционных полимерных материалов на основе эпоксидной смолы YD-128 с различными наполнителями. С целью оптимизации гомогенной структуры конечной смеси определена последовательность введения наполнителей.

Ключевые слова: полимерные композиционные материалы, смешивание, гомогенизация, наполнители.

In the paper the production of mixtures for anti-friction polymer materials based on the epoxy resin YD-128 with various fillings is considered. Purposely to optimize the homogeneous structure of the final mixture a sequence of the fillers introducing has been determined.

Keywords: polymer composite materials, mixing, homogenization, fillers.

При смешивании компонентов для полимерных материалов между частицами матрицы и наполнителей возникают разного рода связи, наибольший интерес из которых представляют адгезионные [1]. Поэтому работоспособность изделия определяется прочностью адгезионных связей матрицы с антифрикционными и армирующими наполнителями. Адгезионные связи возможны только в случае смачивания наполнителя матрицей, что определяет совместимость смешиваемых веществ. Величина адгезионного взаимодействия определяется множеством факторов, важнейшими из которых являются совместимость смешиваемых веществ, наличие разветвленной поверхности и отсутствие антиадгезионнатов на поверхностях частиц наполнителя [2].

С целью подбора оптимального режима смешивания изучали изменения структуры полимерных композиций в зависимости от наполнителей, времени смешивания и гомогенизации. Методика проведения эксперимента заключалась в следующем. В эпоксидно-диановую матрицу YD-128 вводили разные наполнители, используемые в антифрикционных композициях: порошок фторопласта Ф-4; порошок меди дисперсностью 30÷100 мкм; оксид алюминия (γ-модификация) дисперсностью 20÷100 мкм; рубленое углеродное волокно УКН-5000 длиной 1÷2 мм; рубленое стекловолокно длиной 1÷2 мм; рубленое арамидное волокно РУСАР® длиной 1÷2 мм.

Исследовали следующие критерии оценки качества смешивания: изменения размеров конгломератов; ориентацию волокнистого наполнителя; размеры и концентрацию воздушных включений.

Изменения размеров конгломератов наполнителя и их ориентации определяли в процессе смешивания композиции с соответствующим наполнителем с постоянной скоростью в мерной емкости. Все образцы смешивали в одинаковых объеме и пропорциях в зависимости от наполнителя: для дисперсных — 10 мас. %, для волокнистых — 1 мас. %. Для всех исследуемых наполнителей через равные промежутки времени — 10 с (за исключением оксида алюминия — 5 с) из емкости, в которой смешивались компоненты, брали пробы и наносили на предметное стекло. Чтобы избежать осаждения частиц (что приводит к появлению погрешности взаимного распределения частиц в смешиваемом объеме), сразу после нанесения на стекло фотографировали микроструктуры образцов с сорокократным увеличением. Размеры конгломератов определяли по сплошным границам контрастных белых частиц в плоскости фокусного расстояния микроскопа при соответствующем увеличении с помощью микронной линейки (ГОСТ 7513—55).

Основным наполнителем антифрикционных композиций является порошок фторопласта Ф-4. В зависимости от степени помола размеры частиц колеблются от 0,1 до 0,5 мм и представляют собой образования неправильной формы с разветвленной поверхностью, которая хорошо смачивается матрицей, поэтому данные компоненты являются совместимыми для смешивания.

При попадании конгломерата на границу сдвиговой деформации высоковязкой матрицы на него начинают действовать достаточно большие силы внутреннего трения жидкости, которые окончательно разрушают конгломераты Ф-4 до простых частиц. Обратному процессу мешают частицы матрицы, которые смачивают вновь образующиеся поверхности. Параллельно этому процессу идет распределение частиц наполнителя по потокам, которые образуются в результате движения смешивающего органа.

Таким образом, эти процессы образуют цикл, который составляет время качественной гомогенизации. Это время определяется распределением мощности смешивания по объему компаунда, типом смесителя, размерами частиц наполнителя,

вязкостью полимерной матрицы и температурой смешивания.

Как показывает опыт, гомогенное равновесие смеси матрицы YD-128 с Ф-4 наступает через 50÷60 с. На рис. 1 (см. на обложке) приведены микроструктуры смеси после 10 (*а*), 30 (*б*), 50 (*в*) и 60 с (*г*) смешивания. При этом средний размер частиц Ф-4 составляет 0,33 мм. После прекращения смешивания частицы антифрикционного наполнителя оседают и через 17 мин смесь перестает быть гомогенной.

Повышение температуры компаунда при смешивании приводит к незначительному уменьшению времени смешивания (41÷43 с), но при этом размер частиц Ф-4 существенно увеличивается (до 0,47 мм). Это связано с уменьшением внутреннего трения матрицы на границе сдвига деформации слоев жидкости. Уменьшение начальной температуры при смешивании существенно увеличивает время смешивания (до 3÷3,5 мин) и затрачиваемую на это мощность. Размеры частиц при этом уменьшаются, но незначительно.

Разветвленная структура конгломератов частиц Ф-4 с размерами более 0,6 мм способствует насыщению смеси воздушными включениями. Поэтому в случае смешивания данного наполнителя с матрицей YD-128 смесь наполняется воздухом в начальный момент смешивания, когда между частицами Ф-4 находятся воздушные включения, и заканчивается, когда весь препарат будет смочен матрицей.

В случае смешивания металлических порошков с матрицей YD-128 происходит быстрое перераспределение наполнителя в смешиваемом объеме. Образуется взвесь металлического порошка в матрице, который после прекращения смешивания оседает вследствие большого веса частиц. Время осаждения частиц пропорционально вязкости композиции. Поэтому процесс гомогенизации в данном случае сводится не только к равномерному распределению частиц по объему матрицы, но и поддержанию их во взвешенном состоянии. Время гомогенизации составляет 30 с.

На рис. 2 (см. на обложке) приведены микроструктуры смеси медного порошка и матрицы YD-128 после 10 (*а*), 20 (*б*), 30 (*в*) и 40 с (*г*) смешивания. Изменения температуры смеси при смешивании порошков не приносят ощутимых положительных эффектов. Повышение температуры приводит к быстрой гомогенизации смеси, однако по окончании смешивания осаждение взвеси металлического порошка ускоряется. Следует заметить, что при температуре выше 35 °С поддерживать гомогенность системы становится очень трудно, а выше 50 °С — практически невозможно. Снижение температуры смеси препятствует данному процессу, но резко возрастают мощность и время, затрачиваемые на перемешивание. Изменение вязкости смеси вследствие изменения температуры не влияет на размеры взвешенных частиц металлического порошка, так как возникающих на границе сдвиговой деформации сил, оказывается недостаточно для их разрушения.

На рис. 3 (см. на обложке) приведены микроструктуры смеси порошка оксида алюминия (Al_2O_3), свойства которого приведены в работе [3], со смолой YD-128 после 5 (*а*), 10 (*б*), 15 (*в*) и 20 с (*г*) смешивания. Гомогенизация смеси наступает на 15÷20 с; при этом воздушные включения практически не попадают в смесь ввиду особой формы частиц Al_2O_3 и его хорошей смачиваемости данной матрицей. Частицы Al_2O_3 начинают медленно оседать уже при нормальной температуре, ее повышение до 40 °С ускоряет осаждение, а время смешивания практически не уменьшается. Размеры частиц Al_2O_3, как и в случае с металлическими порошками, практически не изменяются даже в процессе длительного смешивания. Размеры частиц могут изменяться лишь в результате образования трещин при попадании в них матрицы.

Перемешивание смолы YD-128 с высокомодульными волокнами исследовали на примере углеродных УКН-5000 и стеклянных РБН-10 волокон. Волокна РБН-10 прозрачные и потому их исследование затруднено. Дальнейшие исследования микроструктуры проводили с волокнами УКН-5000.

При измельчении волокна переплетаются, образуя произвольные пучки, поэтому ввести одиночные волокна в смесь практически невозможно. Идеальной гомогенной смесью считают смесь, в которой матрицы равномерно насыщены одиночными волокнами, ориентированными в пространстве в разные стороны с одинаковой интенсивностью [4]. В этом случае после отверждения матрицы получается абсолютно изотропный материал. Но это идеальный случай. На практике добиться такого результата практически невозможно, и поэтому говорить, что смесь матрицы с волокнами абсолютно гомогенна нельзя. В данном случае основная цель гомогенизации — распутать пучки волокон, ориентировать их так, чтобы в своем большинстве они воспринимали нагрузку в "рабочем" направлении "опасного сечения" будущего изделия.

При введении в матрицу любых наполнителей ее вязкость увеличивается, причем по-разному. При введении высокомодульных волокон наблюдается более сильное увеличение вязкости композиции. Длина вводимых волокон также влияет на вязкость композиции: увеличение их длины способствует повышению внутреннего трения в жидкости. Кроме того, при смешивании в матрицу

попадают частицы углеродной пыли, которая присутствует на волокнах, что также приводит к увеличению вязкости смеси. На рис. 4 (см. на обложке) приведены микроструктуры смеси YD-128 с высокомодульными волокнами УКН-5000 после 10 (*а*), 20 (*б*), 30 (*в*) и 40 с (*г*) смешивания. Как видно, через 30 с волокна равномерно распределяются по объему, причем хаотично ориентируются в фокусной плоскости микроскопа, благодаря турбулентным потокам, возникающим от движения смешивающего органа. Повышение температуры смеси приводит к незначительному уменьшению времени смешивания, но при этом ориентация волокон становится менее хаотичной и более однонаправленной. Снижение температуры приводит к резкому увеличению мощности и времени смешивания.

Поверхность высокомодульных волокон имеет небольшую шероховатость, что способствует ее быстрому смачиванию матрицей. Поэтому при смешивании волокон УКН-5000 с матрицей YD-128 не происходит обильного насыщения смеси воздушными включениями. В этом случае большая часть воздуха попадает в смесь через зону, образующуюся за смешивающим органом при его движении, в виде воздушных турбулентных потоков в жидкости.

При смешивании матрицы YD-128 с полиамидными волокнами происходят похожие процессы. Полимерная матрица имеет хорошую адгезию к полиамидному волокну, и уже при нормальной температуре наблюдается капиллярный эффект при погружении волокна в смолу, т. е. волокно пропитывается смолой. В этом случае энергия смешивания тратится не только на разрушение больших пучков волокон (как в случае с высокомодульными волокнами), но и на пропитку элементарных волокон в нити. Гомогенизация смеси арамидных волокон с матрицей YD-128 наступает через 20÷25 с, при дальнейшем смешивании компаунд обильно насыщается воздухом уже через 40 с. При этом после прекращения смешивания воздух самостоятельно практически не удаляется из смеси.

В отличие от высокомодульных углеродных волокон, которые в смеси образуют жесткую армирующую сетку, арамидные волокна образуют сложнопутаную сеть, в которой отдельные волокна могут немного сдвигаться в пределах их упругого перемещения, что в совокупности с их хорошим пропитыванием способствует повышению ударопрочности материала. На рис. 5 (см. на обложке) приведены микроструктуры смеси арамидных волокон РУСАР с матрицей YD-128 после 10 (*а*), 20 (*б*), 30 (*в*) и 40 с (*г*) смешивания.

Повышение температуры смеси не ускоряет смешивание, однако уменьшаются размеры и количество воздушных включений, но полное исключение последних происходит при очень высокой с точки зрения процесса отверждения температуре — 70 °С. Снижение температуры смеси приводит к увеличению мощности смешивания и даже образованию комков волокон, что способствует образованию области непромешивания. Следует заметить, что в случае с арамидными волокнами (в отличие от высокомодульных и стеклянных волокон) эти "непромесы" вследствие капиллярного эффекта пропитываются композицией и при полимеризации матрицы не образуют полостей с незастывшей матрицей.

Таким образом, проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

наиболее легко поддаются гомогенизации смеси на основе матрицы YD-128 и металлических порошков, вся энергия смешивания которых затрачивается на распределение частиц наполнителя по объему смеси и на противодействие их осаждению. При этом наблюдается самое низкое насыщение смеси воздушными включениями. Поэтому при приготовлении препрега их следует вводить в последнюю очередь;

введение неметаллических порошков требует дополнительных усилий при смешивании, насыщение воздушными включениями происходит интенсивнее;

волокнистые высокомодульные наполнители достаточно хорошо смешиваются с матрицей, степень насыщения смеси воздушными включениями небольшая. Смешивание арамидных волокон с матрицей YD-128 не требует больших затрат энергетики, но при этом происходит максимальное насыщение смеси воздушными включениями. Данные компоненты следует вводить первыми, причем для уменьшения энергетических затрат на перемешивание целесообразно сначала ввести неметаллические порошки, а затем волокнистые наполнители.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Евдокимов Ю. А.** Результаты исследований антифрикционных композиций, изготовленных на базе эпоксидных смол // Механика полимеров. 2002. № 1. С. 50—52.

2. **Ремонт** гидравлических двигателей лесных машин / В. А. Иванов, С. П. Захарычев, А. Т. Тарасенко и др. // Лесоэксплуатация. Вып. 5. Межвуз. сб. научн. тр. Красноярск: 2004. С. 197—200.

3. **Справочник** по композиционным материалам / Под ред. Дж. Любина. М.: Машиностроение, 1988. 458 с.

4. **Перепелкин К. Е.** Полимерные волокнистые композиты, их основные виды, принципы получения и свойства // Химические волокна. 2005. № 4. С. 7—22.

УДК 669.13:519.873

К. В. МАКАРЕНКО, канд. техн. наук (Брянский ГТУ), e-mail: makkon1@yandex.ru

Компьютерное моделирование и оптимизация структуры высокопрочного чугуна с шаровидным графитом

Приведена концепция компьютерного моделирования микроструктуры графитизированных чугунов, основанная на представлении структуры сплава, как композиционного материала. Изложена методика оптимизации структуры высокопрочного чугуна с шаровидным графитом для повышения прочности изделий.

Ключевые слова: чугун, микроструктура, компьютерное моделирование, оптимизация, технологический процесс.

A concept of computer simulation of the graphitized cast irons micro structure, based on the idea of the alloy structure as a composite material, is presented. The optimization technique of structure of high-strength cast iron with ball-shape graphite to increase the strength of the products is stated.

Keywords: cast iron, microstructure, computer simulation, optimization, engineering process.

Структура металлических сплавов — сложный объект для описания его строения, что обусловлено множеством фаз. Ранее методы описания структуры основывались на сравнении микроструктуры исследуемого сплава с эталонным изображением. Сегодня, когда многочисленные цифровые аналитические комплексы позволяют распознавать изображения, все чаще применяются методы числового описания геометрических параметров структуры, что дает значительные преимущества. Так, используя адекватное числовое описание, можно разрабатывать компьютерные модели с высокой корреляционной зависимостью для оценки взаимосвязи структуры и свойств сплавов. Использование моделей в исследовательских целях позволяет улучшать структуру сплава, задавая направление улучшения свойств. Кроме того, получаемое представление о микроструктуре материала исключает влияние человеческого фактора. Однако кроме задачи получения математического описания структуры, которую в настоящее время можно считать решенной, остается проблема получения адекватной компьютерной модели структуры сплава.

За рубежом широкое развитие получили методы компьютерного материаловедения, связывающие в единую систему состав сплава, его структуру, свойства и технологию получения [1, 2]. Наименее изученным в этой цепочке является звено "структура → свойства", так как большинство предлагаемых моделей строения в значительной степени идеализированы, что приводит к неадекватным результатам сравнительной оценки экспериментальных и расчетных данных.

В отечественной металлографии применяют метод, в котором структура конструкционных сплавов рассматривается с позиции строения композиционных материалов [3]. При таком подходе отдельные фазы и структурные составляющие, формирующие структуру сплава, обладают индивидуальными физико-механическими свойствами и размерно-топологическими характеристиками. Использование современных методов анализа микроструктуры материалов позволяет определить размерно-топологические характеристики отдельных фаз и составляющих структуры. Присвоение им соответствующих свойств и характеристик позволяет получит достаточно точную компьютерную модель структуры сплава.

Многочисленное семейство чугунов представлено большим разнообразием сочетаний структурных составляющих и фаз, свойственных Fe—C сплавам. В зависимости от высокоуглеродистой фазы, преобладающей в структуре чугуна, их классифицируют на белые, половинчатые и графитизированные, которые, в свою очередь, различаются формой графитовых включений. Механические и эксплуатационные свойства графитизированных чугунов определяются морфологическими особенностями графитовой фазы в совокупности с металлической матрицей. Особенно перспективным материалом считается чугун с шаровидным графитом, который в сочетании с бейнитной металлической матрицей превосходит по свойствам упрочненную конструкционную сталь [4—6].

Проанализируем композиционное структурирование, реализуемое в графитизированных чугунах на разных размерных уровнях (рис. 1), исходя из современной классификации структуры материалов.

В данной классификации структурные эффекты, приводящие к формированию композиционного строения на нано-, микро- и мезоуровнях в чугунах, были впервые экспериментально получены и теоретически объяснены Г. И. Сильманом. На наноструктурном уровне в чугунах формируется композиционная структура в результате спинодального расслоения феррита на α-феррит и α'-силико-

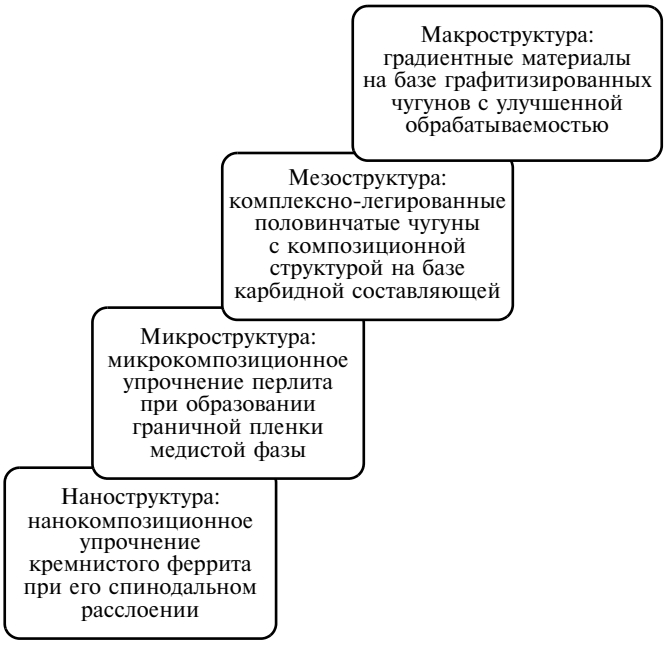


Рис. 1. Уровни композиционного структурирования в графитизированных чугунах

феррит [7]. Образование такой структуры происходит в результате специальной термической обработки ферритного чугуна с шаровидным графитом, легированного кремнием, что придает изделиям высокую прочность и износостойкость. Микрокомпозиционное упрочнение в чугунах можно также осуществить уменьшением дисперсности эвтектоидных структур при образовании на границе феррит—цементит тонких пленок медистой ε-фазы, которая дополнительно способствует повышению пластичности естественного ламинарного перлитного композита [8]. Композиционные структуры на мезоуровне можно получить в половинчатых комплексно-легированных чугунах, в которых при термической обработке происходят изменения в карбидной фазе. Высокотемпературным отжигом можно уменьшить количество хрупкого цементита путем его частичной графитизации. При этом карбидная фаза трансформируется в армирующие металлическую матрицу волокна [9].

Отдельного внимания заслуживают процессы получения композиционных структур на основе графитизированных чугунов на макроуровне. Для улучшения обрабатываемости изделий из высокопрочных чугунов с вермикулярным или шаровидным графитом используют поверхностное легирование отливок серой [10], которая позволяет получать так называемые градиентные материалы. Их структура изменяется по толщине изделия. Поверхностный слой изделия из такого чугуна, считающийся припуском на механическую обработку, в результате десфероидизирующего влияния серы приобретает структуру серого чугуна с пластинчатым графитом, который характеризуется хорошей обрабатываемостью. По мере удаления от поверхности его структура меняется на структуру чугуна с вермикулярным графитом. Поверхностное легирование позволяет получать композиционные структуры в чугунах на макроуровне.

Графитизированный чугун с позиций представления структуры сплава как композиционного материала можно в первом приближении представить как металлическую матрицу, армированную графитовыми включениями. Такая модель структуры чугуна основана на существенном отличии свойств металлической матрицы и графитовой фазы. При этом учитывается тот факт, что включения графита в металлической матрице чугуна являются концентраторами напряжений при приложении нагрузки.

В соответствии с ГОСТ 3443—87 основными размерно-топологическими параметрами графитовой фазы в чугуне, оказывающими наиболее существенное влияние на механические и эксплуатационные свойства, являются: форма, размер, количество и распределение. В числовых параметрах регламентируются стандартом количество и размер графитовой фазы. Эти параметры определяются сравнительными методами количественной металлографии. Форма и распределение традиционно оцениваются на основании сравнительного анализа с эталонными микроструктурами. Отсутствие численных методов оценки не позволяет выполнить полноценную оптимизацию параметров графитовой фазы в чугунах. Использование для этой цели методов компьютерного распознавания изображений, основанного на фрактальном анализе, позволяет определить форму и распределение графитовых включений через фрактальную размерность D_β и лакунарность Λ соответственно [11].

Рассмотрим пример использования предложенной методики. Конкретизируем задачу и выполним моделирование и оптимизацию структуры высокопрочного чугуна с шаровидным графитом для обеспечения максимальной прочности конструкционных изделий. Используем методику моделирования микроструктуры, предложенную в работе [12]. В данном случае оптимизация строения материала реализуется путем выявления ослабленных участков микроструктуры при моделировании испытаний на растяжение структуры материала. Теоретической основой оптимизации является компьютерный анализ изображения микроструктуры в плоском напряженном состоянии с начальными условиями статического испытания упругопластического материала, к которому относится высокопрочный чугун. Общая последовательность этапов моделирования структуры высокопрочного

чугуна с шаровидным графитом представлена на рис. 2 (см. обложку).

Сначала обрабатываются фотографии микроструктуры высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, которые на данный момент характеризуются наиболее высокими прочностными свойствами в классе графитизированных чугунов. Анализ выполняется с целью определения влияния графитовых включений на прочностные характеристики чугуна. Для этого идентифицируется графитовая фаза на изображении микроструктуры высокопрочного чугуна (см. рис. 2, *а*). С учетом разупрочняющего воздействия, которое оказывают графитовые включения на механические свойства чугуна, являясь концентраторами напряжений в металлической матрице, получаем компьютерную модель микроструктуры, в которой графитовая фаза замещается отверстиями, соответствующими по форме конфигурации графитовых включений. После обработки изображения программными средствами металлическая матрица заменяется сеткой конечных элементов, при этом ей присваиваются свойства армко-железа, характерные для ферритной структуры чугуна (см. рис. 2, *б*). Полученная 2D-модель структуры чугуна подвергается виртуальным испытаниям на растяжение, в результате которых получаем изображение, демонстрирующее распределение полей напряжений в плоском напряженном состоянии (см. рис. 2, *в*). Для анализа оптимизации прочностных характеристик традиционно используется критерий главного критического напряжения, который позволяет оценить склонность материала к разрушению при одноосном растяжении: $\sigma_1 = \sigma_т$, где σ_1 — максимальное главное напряжение; $\sigma_т$ — предел текучести металлической матрицы.

В соответствии с этим разрушение материала происходит при достижении главным напряжением критического значения, равного пределу текучести при одноосном растяжении. Для более сложных испытаний и различных типов строения материалов можно использовать другие критерии: максимальной деформации, фон Мизеса, Цая—Хилла, Галилея—Ренкина, Кулона, Мора и др. [13, 14].

Для оценки предела прочности высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, который относится к группе сплавов, в которых деформация реализуется преимущественно путем сдвига, используем критерий фон Мизеса. С учетом того, что исследуется 2D-модель структуры, критерий определяется уравнением

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2 = \sigma_т^2, \qquad (1)$$

где σ_1 и σ_2 — критические напряжения в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

Динамическое состояние $P(\tau)$ структуры материала в общем случае можно представить как

$$P(\tau) = f[\Sigma R_s(D_l), \tau], \qquad (2)$$

где ΣR_s — фазовый состав сплава; D_l — размерно-топологические параметры фаз и структурных составляющих; τ — время [15].

В формуле (2) учитывается, что состояние структуры изменяется в процессе производства изделия или его эксплуатации.

С учетом представления структуры чугуна как композиционного материала, состоящего из графитовой фазы (Гр, индекс "гр") и металлической матрицы (М, индекс "м.м"), выражение (2) примет вид:

$$P_ц(\tau) = f[Гр(D_\beta, A_{гр}, S_{гр}, \Lambda); М(D_{м.м}); \tau],$$

где параметры графитовой фазы: D_β — средняя фрактальная размерность, характеризует форму включений; $A_{гр}$ — средняя площадь включения, геометрический аналог его размера; $S_{гр}$ — площадь, занимаемая графитовой фазой на изображении, используется для определения количества графита в чугуне; Λ — лакунарность (обобщенная фрактальная характеристика), характеризует неоднородность заполнения бинарного изображения микроструктуры чугуна пикселями, относящимися к графитовой фазе, используется для описания распределения; $D_{м.м}$ — размерно-топологические параметры металлической матрицы.

К параметрам металлической матрицы относятся: число фаз; характер их взаимопроникновения; форма включений; дисперсность; относительный объем; взаимная кристаллографическая ориентация фазовых выделений и т. п. В нашем случае матрицу чугуна можно представить как однородную фазу. При этом ее параметры сводятся к объему, который при анализе плоского изображения микроструктуры можно определить как остаточную площадь: $S_{м.м} = 1 - S_{гр}$.

С точки зрения разработки эффективной стратегии управления процессами структурообразования в чугунах необходимо, чтобы технологические факторы, дополнительно включаемые в существующий технологический процесс, приближали чугун к оптимальной структуре $Y(\tau_k)$: $\lim\limits_{\tau \to \tau_k} P(\tau) = Y(\tau_k)$. Исходя из критерия оптимизации (1) максимальные прочностные свойства в чугуне при оптимизированных параметрах графитовой фазы будут определяться физико-механическими характеристиками металлической матрицы, в частности значениями $\sigma_т$.

С учетом основной цели моделирования — повышение прочностных характеристик изделия из

графитизированного чугуна, процесс оптимизации структуры можно представить в виде зависимости

$$f[\text{Гр}(D_\beta, A_{\text{гр}}, S_{\text{гр}}, \Lambda); \text{М}; \tau_{\text{к}}] = \max(\sigma_1, \sigma_2).$$

При оптимизации структуры материала данным способом используется принцип оптимальности Р. Беллмана [16], в соответствии с которым оптимальная технологическая стратегия обладает следующим свойством: какими бы ни были начальное состояние $P(\tau_1)$ структуры чугуна и первоначальная технология $\sum M_k(\tau_1)$ его производства, последующая стратегия должна изменять модель структуры чугуна, повышая его прочность. Достижение максимальных прочностных характеристик при моделировании структуры чугуна соответствует оптимальному соотношению параметров графитовой фазы и способу ее получения $Y(\tau_k)$.

Анализ изображения плоского напряженного состояния позволил выявить части структуры материала, в которых в соответствии с критерием (1) может произойти разрушение металлической матрицы (см. рис. 2, *в*). Причины ослабления матрицы следующие: образование цепочек, состоящих из графитовых включений, отклонение их от идеальной сферической формы и значительные различия в размерах соседних включений. При этом размерный фактор оказывает наиболее существенное влияние. Графитовые включения, имеющие преобладающие размеры в сплаве, являются наиболее опасными концентраторами напряжений. Неравномерное распределение графитовой фазы, которое привело к образованию цепочек включений, связано с первичной кристаллизацией дендритов аустенита в доэвтектическом чугуне. В этом случае эвтектический графит, кристаллизующийся в последнюю очередь, располагается между дендритными кристаллами, образуя кластерные цепочки, состоящие из нескольких включений. Аномальность формы графитовых включений в высокопрочном чугуне объясняется пониженным содержанием остаточной концентрации Mg после сфероидизирующего модифицирования, основными причинами которой считаются несоблюдение технологии модифицирования расплава или отклонение в химическом составе, обусловленное снижением качества исходных шихтовых материалов.

Связь параметров графитовой фазы с технологическими факторами (показателями), влияющими на ее формирование при кристаллизации чугуна

Параметр графитовой фазы	Показатель, условное обозначение	Технологические факторы
Форма	Средняя фрактальная размерность включений, D_β	Остаточное содержание Mg, Ce, S, Ti и других химических элементов Продолжительность выдержки расплава после сфероидизирующего модифицирования Технология модифицирования Масса отливки Качество шихтовых материалов
Размер	Средняя площадь включений, $A_{\text{гр}}$	Содержание C, Si, Cu Технология получения отливки Технология инокулирующего модифицирования Качество шихтовых материалов Величина переохлаждения и скорость охлаждения при графитообразовании Масса отливки Требуемая металлическая матрица
Количество	Содержание графитовой фазы на изображении, $S_{\text{гр}}$	Содержание углерода Технология инокулирующего модифицирования Эвтектичность расплава Качество исходных шихтовых материалов Перегрев расплава в печи Величина переохлаждения и скорость охлаждения при графитообразовании Технологии энергетического воздействия на расплав (вибрация, ультразвук, электрический ток)
Распределение	Лакунарность изображения, Λ	Эвтектичность расплава Технология инокулирующего модифицирования Величина переохлаждения и скорость охлаждения при графитообразовании Конфигурация и масса отливки Технологии энергетического воздействия на расплав (вибрация, ультразвук, электрический ток)

Таким образом, оптимальная структура чугуна, обеспечивающая высокую прочность изделий, должна быть представлена включениями графитовой фазы одинакового (минимального) размера, идеальной сферической формы, равномерно распределенными в объеме материала.

Для оптимизации структуры чугуна с целью устранения возможных причин ослабления металлической матрицы технология совершенствуется таким образом, чтобы обеспечить требуемую структуру. При этом следует руководствоваться связями управляющих факторов технологического процесса с параметрами графитовой фазы (таблица).

В усовершенствованном технологическом процессе для обеспечения оптимальных параметров структуры использовали чугун эвтектического состава. Для устранения наследственных свойств осуществляли перегрев расплава в индукционной печи в сочетании с низкотемпературным двухступенчатым модифицированием, включающим в себя предварительную инокулирующую и последующую сфероидизирующую обработку расплава.

Структура графитовой фазы в оптимизированном чугуне, полученном по модернизированной технологии, представлена на рис. 2, *г*. Моделирование полученной структуры чугуна доказало высокую эффективность нового технологического процесса для получения изделий высокой прочности (см. рис. 2, *д* и *е*).

На сегодняшний день из перечня металлических матриц, получаемых в высокопрочном чугуне, максимальный предел текучести $\sigma_т$ = 1240 МПа соответствует структуре нижнего бейнита с минимальным содержанием остаточного аустенита (≈20 %) [17]. Такая структура может быть получена в результате изотермической закалки чугуна со следующими режимами: температура аустенитизации $T_{аус}$ = 900÷950 °С; температура изотермической закалки $T_{и.з}$ = 260÷300 °С. Полученные образцы имели следующие свойства: $\sigma_в$ = 1500÷1620 МПа; $\sigma_{0,2}$ = 1220÷1300 МПа; 45÷50 *HRC*; $\delta \approx$ 1÷2,5 %.

Таким образом, используя методы компьютерного моделирования структуры чугуна и ее оптимизации, удалось повысить прочность изделий путем направленного усовершенствования технологического процесса, обеспечивая наиболее рациональные параметры графитовой фазы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Advanced** Computational Materials Modeling / Edited by Miguel Vaz Junior, Eduardo A. de Souza Neto, Pablo A. Munoz-Rojas. Weinheim: WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2011. 432 p.
2. **Computational** Materials Engineering. An Introduction to Microstructure Evolution / K. G. F. Janssens, D. Raabe, E. Kozeschnik, M. A. Miodownik. Amsterdam, Boston, Heidelberg, London: Elsevier, 2007. 344 p.
3. **Прохоров Н. Н.** Физические процессы в металлах при сварке. Т. II. Внутренние напряжения, деформации и фазовые превращения. М.: Металлургия, 1976. 600 с.
4. **Беляков А. И., Жуков А. А., Беляков А. А.** Применение чугуна с шаровидным графитом // Заготовительные производства в машиностроении. 2008. № 11. С. 3—10.
5. **Беляков А. И.** Бейнитный чугун с шаровидным графитом — материал XXI века // Заготовительные производства в машиностроении. 2010. № 1. С. 36—41.
6. **Roedter H.** Austempered Ductile Iron. Аустемпированный чугун // Литейщик России. 2004. № 3. С. 12—21.
7. **Сильман Г. И., Камынин В. В., Харитоненко С. А.** Влияние кремния на структуру и свойства высокопрочного чугуна с шаровидным графитом // Металловедение и термическая обработка металлов. 2006. № 6. С. 38—41.
8. **Сильман Г. И.** Выявление, исследование и использование особых структурных эффектов в легированных чугунах и сталях // Теоретические и технологические основы рационального структурирования чугунов и сталей: Юбилейный сб. науч. работ / Под ред. Г. И. Сильмана. Брянск: БГИТА, 2010. С. 240—307.
9. **Сильман Г. И.** Половинчатые чугуны. Классификация, структура, свойства, применение // Заготовительные производства в машиностроении. 2005. № 2. С. 10—13.
10. **Радебах Д.** Поверхностно-активные добавки к стержневым смесям при литье чугуна с вермикулярным графитом // Литейное производство. 2009. № 1. С. 13—19.
11. **Макаренко К. В.** Идентификация графитовых включений в чугунах // Литейное производство. 2009. № 4. С. 2—6.
12. **Макаренко К. В., Илюшкин Д. А.** Влияние графитовой фазы на процессы разрушения в чугунах // Металлургия машиностроения. 2010. № 3. С. 25—29.
13. **Баничук Н. В.** Введение в оптимизацию конструкций. М.: Наука, 1986. 304 с.
14. **Мэттьюз Ф., Ролингс Р.** Композитные материалы. Механика и технология. М.: Техносфера, 2004. 408 с.
15. **Макаренко К. В.** Модель технологических процессов получения изделий из чугунов с заданными свойствами // Вестник машиностроения. 2011. № 6. С. 55—60.
16. **Зайченко Ю. П.** Исследование операций. Киев: Вища школа, 1975. 320 с.
17. **Машиностроение:** Энциклопедия / Под ред. К. В. Фролова. М.: Машиностроение, Т. II-2. Стали и чугуны. 2001. 784 с.

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, д-р техн. наук (МГИУ), А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (МГУПИ), А. И. САВКИН, e-mail: vestmash@mashin.ru

Разработка новой теории тепловых процессов резания. 8. Определение режимов резания, оптимальных по стойкости инструмента[1]

Приведены расчеты оптимальных режимов резания с учетом стойкости инструмента. Показана их высокая точность.

Ключевые слова: теплофизика резания, температура резания, стойкость инструмента, режимы резания.

The calculations of optimal cutting conditions subject to the tool life are presented. It is shown that the calculations provide high accuracy.

Keywords: cutting thermal physics, cutting temperature, tool life, cutting conditions.

В заключительной статье на данную тему рассмотрим очень важный вопрос об обеспечении максимальной стойкости инструмента. В работе А. Д. Макарова[2] предложен и подтвержден закон постоянства оптимальной температуры резания, согласно которому *оптимальным (для заданного материала инструмента) скоростям резания при различных комбинациях скорости, подачи и глубины резания соответствует постоянная оптимальная температура резания*. Иными словами, независимо от различных комбинаций перечисленных факторов (а кроме этого и от геометрических параметров резца и применения СОЖ) наименьшая интенсивность изнашивания инструмента наблюдается при одной и той же оптимальной температуре $T_{опт}$ резания. Это дает возможность установить оптимальную температуру резания с помощью сравнительно небольшого числа экспериментов на станке, а затем, выбрав по тем или иным причинам некоторые технологические параметры, подбирать остальные параметры таким образом, чтобы их совокупность обеспечивала оптимальную температуру резания и, соответственно, наибольшую стойкость инструмента.

Например, в работе А. Д. Макарова[3] указано, что при оптимизации точения жаропрочных сплавов были зафиксированы глубина резания и подача, для которых на семи скоростях резания была исследована интенсивность изнашивания инструмента. Для скорости, при которой износ был минимален, с помощью термопары была установлена соответствующая оптимальная температура резания. Далее рекомендовалось для других сочетаний глубин резания и подач проводить эксперименты уже без измерения износа, подбирая с помощью термопары скорость, при которой достигается установленная ранее оптимальная температура резания. Эта скорость и будет оптимальной для данного сочетания глубины резания и подачи. При необходимости варьирования углов γ и φ резца нужны дополнительные серии соответствующих экспериментов. Даже без варьирования угла γ по методу А. Д. Макарова для определения оптимальных скоростей резания потребовался еще 81 температурный опыт. Однако А. Д. Макаров указал, что несмотря на это данный метод позволяет в несколько раз снизить трудоемкость и время обработки, а также расход материалов резцов и заготовок по сравнению с традиционными методами испытаний на стойкость инструмента (вместо 88 испытаний по методу А. Д. Макарова та же оптимизация традиционными методами потребовала бы проведения 243 экспериментов)[4].

При применении теории, представленной в данном цикле статей, никаких экспериментов в большинстве случаев не нужно (при неизвестном ранее сочетании материалов резца и заготовки может потребоваться лишь начальный эксперимент, который, как будет показано далее, можно значительно упростить). В табл. 58 сопоставлены расчетные и экспериментальные[5] данные.

Полученные расхождения δ свидетельствуют о достаточно высокой точности теоретического определения скоростей $v_{опт}$ резания, соответствующих оптимальным температурам $T_{опт}$.

Имея компьютерную расчетную программу с формулами (347)—(365) (В.М. 6/11, с. 72, 73), несложно методом последовательных приближений быстро определить скорость резания или любой иной параметр, при котором будет получена оптимальная для данного сочетания материалов резца и заготовки температура резания.

[1] Окончание. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1÷12 за 2010 г. (далее — В.М. 1÷В.М. 12) и № 1÷8 за 2011 г. (далее — В.М. 1/11÷В.М. 8/11).

[2] **Макаров А. Д.** Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение, 1976. С. 67.

[3] Там же. С. 78, 79.

[4] Там же. С. 79.

[5] Там же. С. 49, табл. 4.

Пример 18. Вычислить скорость резания, при которой будет достигнута оптимальная температура резания $T_{опт}$ = 720 °С при точении жаропрочного сплава ХН77ТЮР резцом из сплава ВК6М с параметрами обработки: t_r = 0,5 мм, $S_{об}$ = 0,09 мм/об, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,3 мм, σ_s = 1800 МПа, и сравнить ее с экспериментальным значением $v_{опт\ э}$ = 30 м/мин (табл. 58, первая строка).

Решение. Представляем исходные параметры расчета в базовых единицах СИ: $t_r = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$ м, $S_{об} = 0{,}09 \cdot 10^{-3}$ м/об, $l_3 = 0{,}3 \cdot 10^{-3}$ м. В табл. 6 (В.М. 5/11, с. 65) для материалов резца и заготовки находим необходимые параметры (так как данные для сплава ВК6М в табл. 6 отсутствуют, используем данные для сплава ВК8): $\lambda_р$ = 54,4 Вт/(м · °С), λ = 19,7 Вт/(м · °С), $c\rho = 4{,}8 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С), $a = 0{,}041 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 (В.М. 6/11, с. 72) принимаем $2T_{плав}$ = 4400 °С. Так как γ = 0, то в соответствии с равенствами (348) (В.М. 6/11, с. 72) u = 1. С учетом отсутствия СОЖ принимаем $\mu = \mu_1 = \mu_2$ = 0,5. По формулам (349)—(353) (В.М. 6/11, с. 72) находим: $k_с$ = 2,732, $h_1 = 0{,}064 \cdot 10^{-3}$ м, $b = 0{,}707 \cdot 10^{-3}$ м, $l_2 = 0{,}174 \times \times 10^{-3}$ м, $l_п = 0{,}238 \cdot 10^{-3}$ м. Далее задаем какую-нибудь скорость, например v = 0,4 м/с = 24 м/мин и по формулам (354)—(365) (В.М. 6/11, с. 72, 73) вычисляем температуру резания. Если она окажется ниже $T_{опт}$ = 720 °С, то скорость следует увеличить, если выше, — уменьшить. Повторяем расчеты до тех пор, пока не найдем скорость v = 0,53 м/с = = 32 м/мин, при которой температура резания T = 720 °С. Результаты промежуточных вычислений: L = 0,578; $k_{tс,з}$ = 0,510; $k_{д.с}$ = 0,464; n = 1,489; m = 1,793; $I_{ср.п}$ = 4,251; $n_з$ = 1,179; $m_з$ = 1,546; $I_{ср.з}$ = 3,819; K = 0,0195; $k_{tс,п}$ = 0,671; $k_{tр,з}$ = 0,773; $F_t = 0{,}478 \cdot 10^{-6}$ °С/Па = 0,478 °С/МПа, T = 720 °С. Сравнив расчетную скорость резания с экспериментальной, находим расхождение δ = 6,3 %.

Для остальных сплавов расчеты выполняются аналогично, поэтому укажем только необходимые отличия.

Таблица 58

Расчетные ($v_{опт}$) и экспериментальные ($v_{опт.э}$) скорости резания, соответствующие оптимальным температурам $T_{опт}$ резания жаропрочных сплавов резцом из сплава ВК6М (t_r = 0,5 мм, $S_{об}$ = 0,09 мм/об, γ = 0, α = 10°, φ = 45°, l_3 = 0,3 мм)

Сплав	σ_s, МПа	$T_{опт}$, °С	$v_{опт}$, м/мин	$v_{опт.э}$, м/мин	δ, %
ХН77ТЮР	1800	720	32	30	6,3
ХН70ВМТЮ	2000	720	25	25	0,0
ХН51ВМТЮКФР	2200	850	32	35	9,4

Для сплава ХН70ВМТЮ следует ввести в расчет σ_s = 2000 МПа. В результате последовательных приближений находим скорость v = 0,41 м/с = = 25 м/мин, при которой L = 0,655; $k_{tс,з}$ = 0,479; $k_{д.с}$ = 0,433; K = 0,0221; $k_{tс,п}$ = 0,642; $k_{tр,з}$ = 0,750; $F_t = 0{,}430 \cdot 10^{-6}$ °С/Па = 0,430 °С/МПа, T = 720 °С.

Для сплава ХН51ВМТЮКФР следует ввести в расчет σ_s = 2200 МПа. В результате последовательных приближений находим: v = 0,53 м/с = = 32 м/мин, при которой L = 0,577; $k_{tс,з}$ = 0,511; $k_{д.с}$ = 0,464; K = 0,0194; $k_{tс,п}$ = 0,671; $k_{tр,з}$ = 0,773; $F_t = 0{,}479 \cdot 10^{-6}$ °С/Па = 0,479 °С/МПа; T = 850 °С.

Разработанная теория высокоэффективна. Рассмотрим пример: с помощью резцов из сплава ВК6М изготовляют детали из сплава ХН51ВМТЮКФР. Если имеется надежный источник информации, например выше названная книга А. Д. Макарова, то нет необходимости в проведении исходных экспериментов, поскольку оптимальная температура резания для указанной пары материалов уже известна: $T_{опт}$ = 850 °С. Допустим, необходимо увеличить производительность по сравнению с обеспечиваемой при указанных в источнике[5] параметрах t_r = 0,5 мм; $S_{об}$ = 0,09 мм/об; v = 35 м/мин. Для этого решено удвоить глубину резания, т. е. вместо исследованной t_r = 0,5 мм применить t_r = 1 мм, а также максимально увеличить скорость резания, сохранив при этом стойкость инструмента. Увеличение скорости резания вызовет превышение оптимальной температуры, поэтому для обеспечения $T_{опт}$ = 850 °С и сохранения стойкости инструмента необходимо применить СОЖ. Кроме того, для уменьшения шероховатости обработанной поверхности решено уменьшить подачу с 0,09 до 0,06 мм/об. Так как на изготовляемой детали имеется конический уступ, то для его изготовления необходим резец с φ = 80° вместо экспериментально исследованного резца с φ = 45°. С учетом этих изменений требуется определить скорость резания, при которой сохранится оптимальная температура резания.

Для решения такой задачи как по методике А. Д. Макарова, так и по другим известным методикам требуются многочисленные дополнительные эксперименты. Разработанная теория позволяет решить эту задачу аналитически.

Пример 19. Вычислить скорость резания, при которой будет достигнута оптимальная температура резания $T_{опт}$ = 850 °С при точении жаропрочного сплава ХН51ВМТЮКФР резцом из сплава ВК6М с применением СОЖ и параметрами обработки: t_r = 1 мм; $S_{об}$ = 0,06 мм/об; γ = 0; α = 10°; φ = 80°; l_3 = 0,3 мм; σ_s = 2200 МПа.

Решение. Представляем исходные параметры расчета в базовых единицах СИ: $t_r = 1 \cdot 10^{-3}$ м;

$S_{об} = 0{,}06 \cdot 10^{-3}$ м/об; $l_3 = 0{,}3 \cdot 10^{-3}$ м. В табл. 6 (В.М. 5/11, с. 65) для материалов резца и заготовки находим необходимые параметры (вместо отсутствующих данных для сплавов ВК6 и ХН51ВМТЮКФР используем соответственно данные для сплавов ВК8 и ХН77ТЮР): $\lambda_р = 54{,}44$ Вт/(м · °С); $\lambda = 19{,}7$ Вт/(м · °С); $c\rho = 4{,}8 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С); $\alpha = 0{,}041 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав} = 4400$ °С. Так как $\gamma = 0$, то в соответствии с равенствами (348) имеем $u = 1$. С учетом действия СОЖ принимаем $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0{,}4$. По формуле (347) (В.М. 6/11, с. 72) находим $k_с = 2{,}362$, после чего по формулам (350)—(353) (В.М. 6/11, с. 72, 73) определяем: $h_1 = 0{,}059 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 1{,}015 \times 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}140 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 0{,}199 \cdot 10^{-3}$ м. Далее задаем какую-нибудь скорость резания и методом последовательных приближений по формулам (354)—(365) вычисляем температуру резания, повторяя расчет до тех пор, пока не найдем скорость $v = 0{,}73$ м/с = 44 м/мин, при которой температура резания $T = 850$ °С. Результаты промежуточных вычислений: $L = 0{,}475$; $k_{tс,з} = 0{,}559$; $k_{д.с} = 0{,}513$; $n = 2{,}556$; $m = 2{,}744$; $I_{ср.п} = 5{,}288$; $n_з = 1{,}692$; $m_з = 1{,}966$; $I_{ср.з} = 4{,}493$; $K = 0{,}0166$; $k_{tс,п} = 0{,}745$; $k_{tр,з} = 0{,}824$; $F_t = 0{,}479 \cdot 10^{-6}$ °С/Па = 0,479 °С/МПа, $T = 850$ °С.

Допустим, что потребовалось увеличения вдвое глубины наклепа, что достигается применением резца с $\gamma = -15°$ вместо исследованного А. Д. Макаровым[6] случая с $\gamma = 0$. Температура резания при этом изменится, но необходимо сохранить глубину резания и подачу, не уменьшив при этом стойкость инструмента. Решение такой задачи по известным методикам также потребовало бы дополнительных экспериментов. С использованием новой теории и эта задача легко решается аналитически.

Пример 20. Вычислить скорость резания, при которой будет достигнута оптимальная температура резания $T_{опт} = 850$ °С при точении жаропрочного сплава ХН51ВМТЮКФР резцом из сплава ВК6М с применением СОЖ и параметрами обработки: $t_r = 1$ мм; $S_{об} = 0{,}06$ мм/об; $\gamma = -15°$; $\alpha = 10°$; $\varphi = 80°$; $l_3 = 0{,}3$ мм; $\sigma_s = 2200$ МПа.

Решение. Представляем исходные параметры расчета в базовых единицах СИ: $t_r = 1 \cdot 10^{-3}$ м; $S_{об} = 0{,}06 \cdot 10^{-3}$ м/об; $l_3 = 0{,}3 \cdot 10^{-3}$ м. Для отсутствующих в табл. 6 материалов резца и заготовки берем соответственно данные для сплавов ВК8 и ХН77ТЮР: $\lambda_р = 54{,}4$ Вт/(м · °С); $\lambda = 19{,}7$ Вт/(м · °С); $c\rho = 4{,}8 \cdot 10^6$ Дж/(м^3 · °С); $a = 0{,}041 \cdot 10^{-4}$ м^2/с. В соответствии с табл. 7 принимаем $2T_{плав} = 4400$ °С. Так как $\gamma < 0$, то в соответствии с равенствами (348) находим $u = 1{,}259$. С учетом действия СОЖ принимаем $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0{,}4$. По формуле (347) находим $k_с = 3{,}105$, после чего по формулам (350)—(353) находим: $h_1 = 0{,}059 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 1{,}015 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 0{,}190 \cdot 10^{-3}$ м; $l_п = 0{,}243 \cdot 10^{-3}$ м. Далее задаем какую-нибудь скорость резания и методом последовательных приближений по формулам (354)—(365) вычисляем температуру резания, повторяя расчет до тех пор, пока не найдем скорость $v = 0{,}56$ м/с = 34 м/мин, при которой температура резания $T = 850$ °С. Результаты промежуточных вычислений: $L = 0{,}633$, $k_{tс,з} = 0{,}488$; $k_{д.с} = 0{,}441$; $n = 2{,}093$; $m = 2{,}320$; $I_{ср.п} = 4{,}900$; $n_з = 1{,}692$; $m_з = 1{,}966$; $I_{ср.з} = 4{,}493$; $K = 0{,}0225$; $k_{tс,п} = 0{,}658$; $k_{tр,з} = 0{,}776$; $F_t = 0{,}479 \cdot 10^{-6}$ °С/Па = 0,479 °С/МПа; $T = 850$ °С.

Из сравнения результатов примеров 19, 20 с результатом, полученным выше для сплава ХН51ВМТЮКФР, видно, что одна и та же искомая оптимальная температура $T_{опт} = 850$ °С получается при одном и том же значении температурного коэффициента $F_t = 0{,}479$ °С/МПа. Заметим, что для одного и того же обрабатываемого материала равенство температур резания T при равенстве коэффициентов F_t с очевидностью следует из формулы (365) (В.М. 6/11, с. 73). Это существенно облегчает оптимизацию процессов резания по износу инструмента в случае, если необходимо получить детали при неизвестном ранее сочетании материалов заготовки и резца или неизвестной оптимальной температуре резания. Разработанная теория позволяет без использования термопар и определения температуры, выполнить простой эксперимент с любыми удобными геометрическими параметрами резца и фиксированными глубиной t_r резания и подачей $S_{об}$ и установить скорость $v_{опт.э}$, при которой износ инструмента будет минимальным. Для этих экспериментальных параметров аналогично примеру 13 (В.М. 7/11, с. 72) находим температурный коэффициент $F_{tопт}$ и, как в примере 18 для любых требуемых новых параметров определяем скорость резания, при которой уже не температура будет равна оптимальной, а температурный коэффициент F_t будет равен оптимальному $F_{tопт}$. Для оптимизации с помощью указанных вычислений не надо знать напряжение σ_s текучести и температуру $T_{плав}$ плавления обрабатываемого материала, которые необходимы для вычислений по формуле (365), так как она в этом случае не задействована.

Проведенные в данном цикле статей многочисленные сопоставления расчетных температур резания при точении с экспериментальными данными, полученными крупными специалистами в этой области, подтвердили высокие точность и надежность разработанной авторами цикла новой теории тепловых процессов резания.

[6] Там же. С. 129.

УДК 621.787

М. А. ЗИНИН, С. А. ГАВРИЛОВ (ОАО "НПП "Респиратор", г. Орехово-Зуево), А. В. ЩЕДРИН, канд. техн. наук (МГТУ "МАМИ"), Д. Н. ГАРКУНОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: FUEL7@yandex.ru

Влияние металлоплакирующей присадки Валена на показатели комбинированной обработки

Проведены экспериментальные исследования метода комбинированного прошивания (дорнования) отверстий инструментом с регулярной микрогеометрией поверхности в условиях реализации фундаментального физического эффекта безызносности Гаркунова—Крагельского. Установлена оптимальная концентрация маслорастворимой металлоплакирующей присадки Валена, реализующей данный эффект.

Ключевые слова: комбинированная обработка, металлоплакирующая присадка, усилие обработки, качество обработки, эффект безызносности.

Experimental study of the combined method of punching (burnishing) of holes by the tool with regular surface microgeometry in the conditions of fundamental Garkunov—Kragel'sky non-wearing effect has been performed. An optimal concentration of the Valen's oil-soluble metal-plating additive realizing this effect has been ascertained.

Keywords: combined processing, metal-plating additives, effort of processing, processing quality, non-wearing effect.

Применение фундаментальных физических эффектов [1], к которым относится эффект безызносности Гаркунова—Крагельского [2], позволяет кардинально усовершенствовать существующие и целенаправленно синтезировать новые технологии [3]. В дополнение к полученным результатам по комбинированному волочению с применением металлоплакирующих смазок, реализующих эффект Гаркунова [4], проведены аналогичные исследования метода комбинированного прошивания (дорнования) отверстий инструментом с регулярной микрогеометрией поверхности [5].

В качестве экспериментальных образцов использовали втулки из латуни ЛС59 (155 *HB*) с наружным диаметром 39 мм и высотой 40 мм. Предварительная обработка отверстий заготовок — растачивание (параметр шероховатости поверхности $Ra < 1$ мкм). В качестве инструмента использовали однозубую сборную прошивку с деформирующими элементами из быстрорежущей стали Р6М5. Диаметры деформирующих элементов по калибрующей ленте составили соответственно 20,13 и 20,2 мм, углы рабочего и обратного конусов 5°, ширина калибрующей ленты 7 мм. Рабочие поверхности деформирующих элементов упрочнены регулярным микрорельефом в виде однозаходных винтовых канавок радиусом 1,5 мм с шагом 0,5 мм и глубиной 8 мкм на участке калибрующей ленты. Продольные профилограммы поверхностей деформирующих элементов представлены в работе [6].

Обработка выполнялась на испытательной машине при скорости прошивания 0,05 м/мин. В качестве смазочного материала использовали минеральное масло И-40 с добавкой металлоплакирующей присадки Валена, содержание (процентное по объему) которой варьировалось: $C = 0$; 10; 20 %.

На рис. 1 представлены зависимости изменения усилия прошивания $q_д$ [5] от фактической абсолютной деформации $i_ф$ и процентного содержания C металлоплакирующей присадки Валена, анализ которых показал, что применение данной медесодержащей присадки способствует уменьшению усилия прошивания даже при обработке медных сплавов.

Зависимости, показанные на рис. 1, можно представить в аналитическом виде:

$$\begin{cases} q_{д0} = 176{,}97 + 569{,}53 i_ф; \\ q_{д10} = 162{,}56 + 341{,}54 i_ф; \\ q_{д20} = 66{,}05 + 802{,}1 i_ф. \end{cases}$$

Динамический эффект, как и в работе [4], оценивали относительным изменением усилия про-

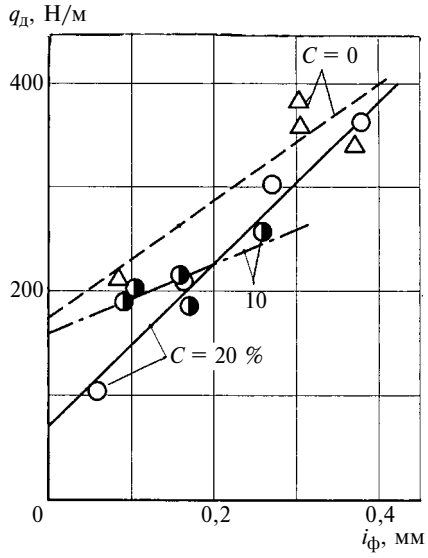


Рис. 1

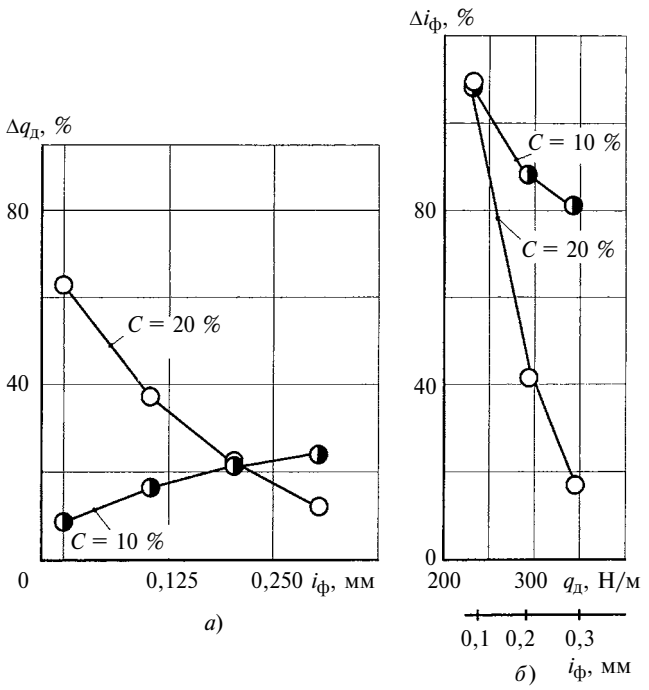


Рис. 2

шивания: $\Delta q_д = \dfrac{q_{д0} - q_{дC}}{q_{д0}} 100$, где $q_{дC}$ — усилие обработки при использовании металлоплакирующей присадки (C в индексе указывает процентное содержание); $q_{д0}$ — усилие обработки без присадки.

На рис. 2, *а* приведены зависимости относительного изменения усилия обработки $\Delta q_д$ от абсолютной деформации и содержания присадки, анализ которых показал, что применение металлоплакирующей присадки Валена позволяет существенно уменьшить усилие обработки: при $i_ф < 0{,}209$ мм оптимальное содержание присадки $C = 20$ %, а при $i_ф > 0{,}209$ мм — 10 %, так как при $C = 10$ % по мере увеличения деформации наблюдается рост динамического эффекта.

Дополнительно, используя зависимости, представленные на рис. 1, можно оценить производительность обработки как относительное изменение абсолютной деформации: $\Delta i_{фC} = \dfrac{i_{фC} - i_{ф0}}{i_{ф0}} 100$, где $i_{ф0}$ и $i_{фC}$ — абсолютная деформация (при равном усилии обработки) соответственно при отсутствии и наличии металлоплакирующей присадки Валена.

На рис. 2, *б* приведены зависимости изменения производительности обработки как относительного увеличения деформации $\Delta i_{фC}$ при обработке с присадкой и деформации $i_{ф0}$ при обработке без присадки (дана для наглядности) при равных усилиях $q_д$ обработки от содержания C металлоплакирующей присадки, анализ которых показал, что при $C = 10$ % в диапазоне абсолютной деформации $i_ф = 0{,}1 \div 0{,}3$ мм производительность обработки может быть увеличена почти в 2 раза.

На рис. 3 представлены зависимости изменения коэффициента $K_у(Ra)$ уточнения по параметру шероховатости поверхности обработанных отверстий от фактической абсолютной деформации: $K_у(Ra) = \dfrac{Ra_з}{Ra_д}$, где $Ra_з$ и $Ra_д$ — параметры шероховатости поверхности отверстия соответственно после предварительного растачивания и окончательного прошивания. Предварительный анализ данных зависимостей свидетельствует об эффективности применения металлоплакирующей присадки.

По аналогии с работой [4] усредним значения $K_у(Ra)$ по содержанию C присадки и абсолютной деформации, получим: при $C = 0$ средний коэффициент уточнения $\tilde{K}_у(Ra) = 6{,}24$; при $C = 10$ % имеем $\tilde{K}_у(Ra) = 7{,}165$; при $C = 20$ % — $\tilde{K}_у(Ra) = 8{,}601$. Таким образом, применением металлоплакирующей присадки Валена можно повысить качество обработки (по параметру шероховатости поверхности) в 1,37 раза.

По результатам измерений обработанных отверстий партии образцов в четырех сечениях по диаметру и по трем осевым сечениям по методике [5] получены поля рассеяния значений диаметра ($\Delta D_д$) от фактической абсолютной деформации $i_ф$ и содержания C металлоплакирующей присадки (рис. 4), анализ которых показал, что использование присадки Валена в области абсолютной деформации до 0,1 мм можно получить положительный

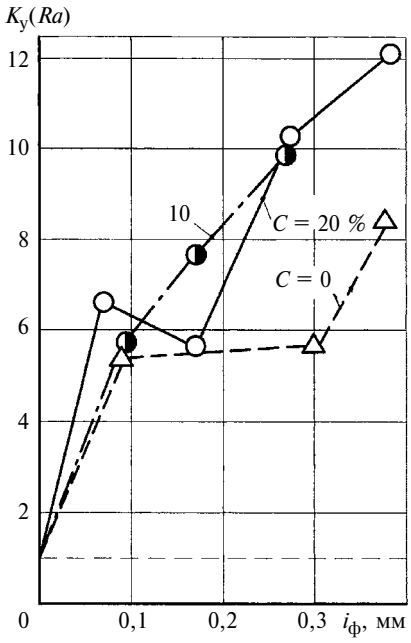


Рис. 3

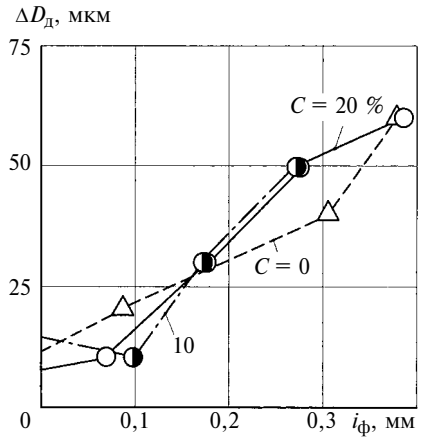


Рис. 4

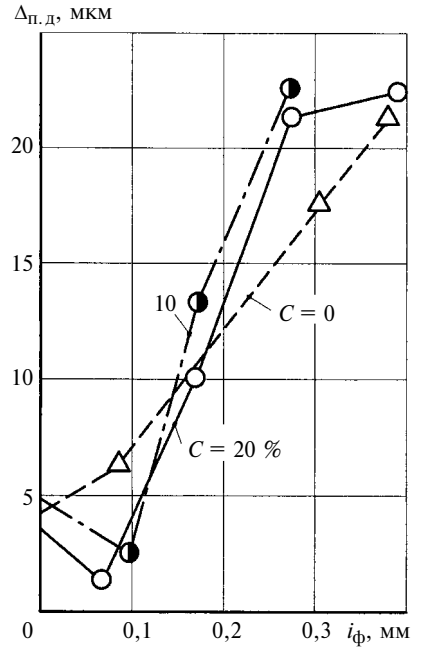


Рис. 5

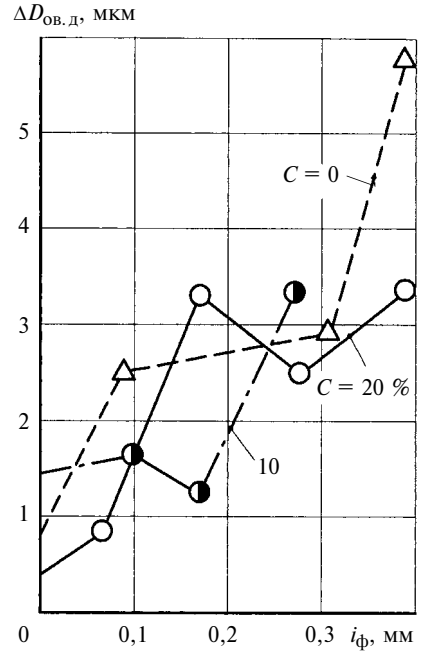


Рис. 6

эффект относительно точности получаемых размеров. Причем, как показал анализ, наибольшее влияние на точность обработанных отверстий оказывает отклонение профиля в продольном сечении ($\Delta_{пс.д}$) (рис. 5), а не овальность ($\Delta_{ов.д}$) (рис. 6). Увеличение отклонения профиля отверстия в продольном сечении при увеличении $i_ф$ связано с действием на выходном торце заготовок реактивных сил трения с опорно-установочной поверхностью приспособления (рис. 7). Реактивные силы на выходном торце (сечение III) прямо пропорциональны усилию обработки (см. рис. 1) и соответственно увеличивают в этой зоне радиальную жесткость заготовки. При этом входной торец (сечение I) имеет меньшую радиальную жесткость, что и приводит к ярко выраженной конусности отверстия (см. рис. 7). Увеличение овальности отверстия при увеличении $i_ф$ (см. рис. 6) частично связано с несимметричностью очага деформации из-за винтового расположения выступов регулярного микрорельефа инструмента.

Особый интерес в проведенных исследованиях вызывает ана-

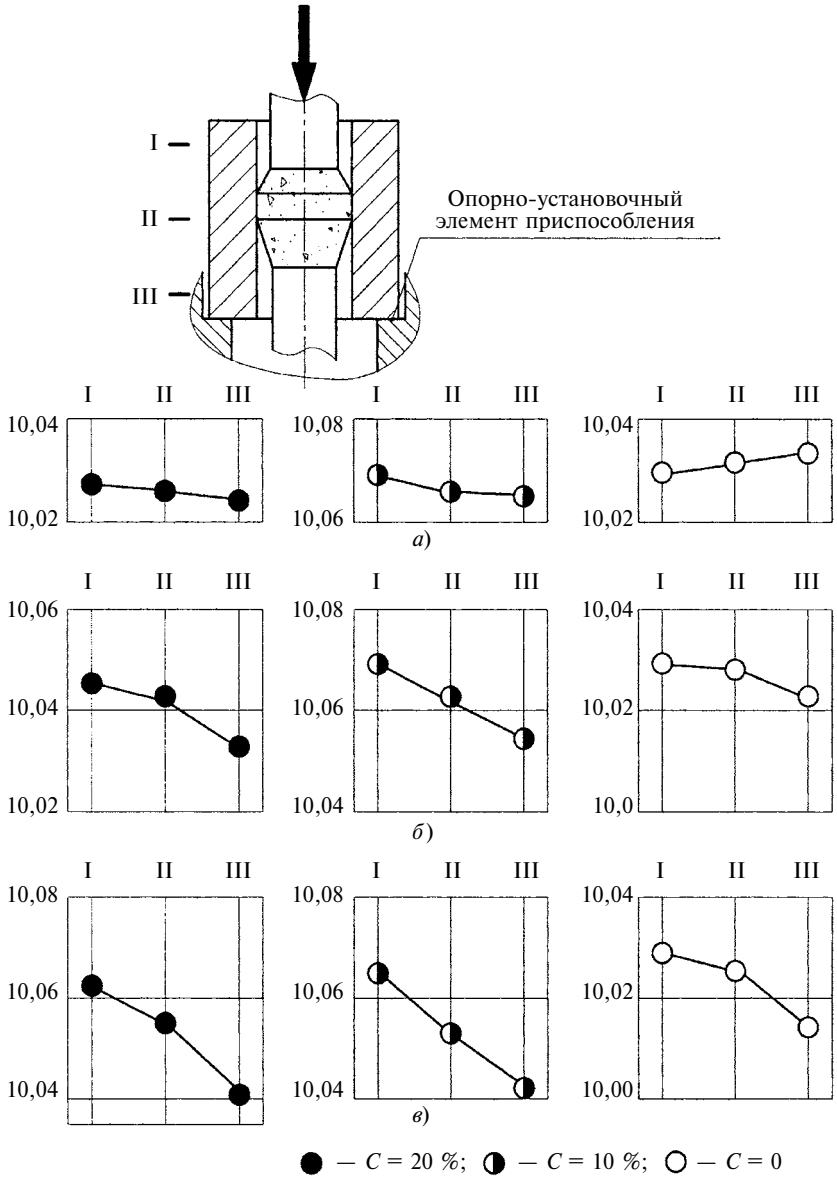


Рис. 7

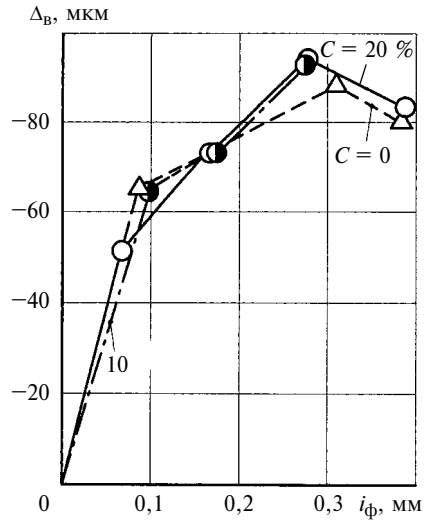


Рис. 8

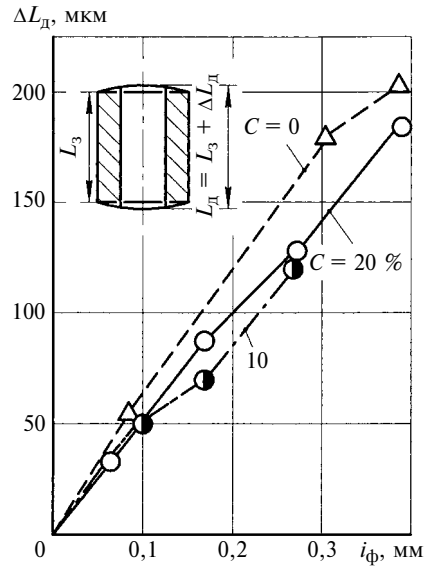


Рис. 9

лиз остаточных деформаций деталей. На рис. 8 представлены зависимости диаметральной остаточной деформации $\Delta_в$ отверстия от фактической абсолютной деформации и содержания присадки Валена, анализ которых показал следующее. Данная остаточная деформация имеет отрицательное значение, т. е. диаметр получаемого отверстия меньше диаметра инструмента по калибрующей ленте; при $i_ф > 0{,}3$ мм наблюдается тенденция перехода остаточных деформаций в область положительных значений, т. е. диаметр получаемого отверстия будет больше диаметра инструмента. Причем при отсутствии присадки данный переход интенсифицируется. Это связано с контактным взаимодействием обрабатываемой заготовки и деформирующего элемента и зависит от величины и знака остаточных, в первую очередь, окружных (тангенциальных) напряжений.

На рис. 9 представлены зависимости осевой остаточной деформации $\Delta L_д$ деталей от фактической деформации $i_ф$ и содержания C металлоплакирующей присадки Валена ($L_з$ и $L_д$ — высоты соответственно заготовки и детали). Осевая остаточная деформация формируется как краевой эффект от вспучивания материала на входном торце заготовки при внедрении деформирующего элемента и в виде пластической волны на выходном торце заготовки в результате сдвиговых деформаций в поверхностном слое отверстия при прошивании. Анализ полученных зависимостей показал, что чем меньше усилие обработки (см. рис. 1), тем меньше осевая остаточная деформация, и наоборот.

На рис. 10 представлены зависимости диаметральной остаточной деформации $\Delta_н$ наружной поверхности детали ($D_з$ и $D_д$ — наружный диаметр образца соответственно до и после прошивания), которые подтверждают минимизацию остаточных деформаций деталей при применении металлоплакирующей присадки Валена.

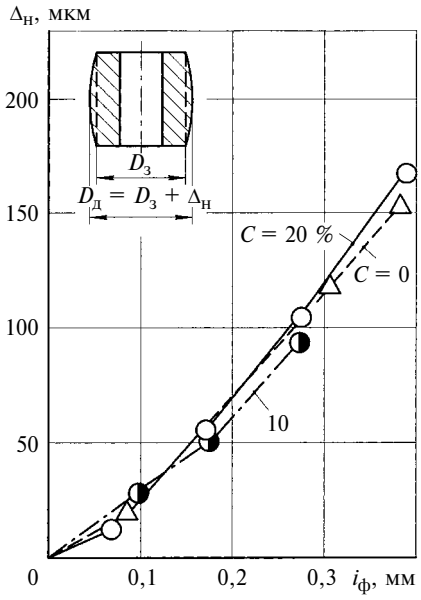


Рис. 10

Таким образом, полученные результаты подтверждают возможность кардинального совершенствования различных методов комбинированной обработки на основе реализации эффекта безызносности Гаркунова—Крагельского [2].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Физические** эффекты в машиностроении: Справочник / Под общ. ред. В. А. Лукьянца. М.: Машиностроение, 1993. 193 с.

2. **Гаркунов Д. Н., Крагельский И. В.** Эффект избирательного переноса при трении (эффект безызносности) // Открытия в СССР 1957—1967 гг. М.: ЦНИИПИ, 1968. С. 52, 53.

3. **Трибология** как фундаментальная основа системного проектирования конкурентоспособных технологических объектов / А. В. Щедрин, В. В. Ульянов, Н. Ю. Чихачева и др. // Ремонт, восстановление, модернизация. 2009. № 4. С. 15—20.

4. **Повышение** эффективности комбинированного волочения на основе применения металлоплакирующих смазок / Щедрин А. В., Гаркунов Д. Н., Мельников Э. Л. и др. // Ремонт, восстановление, модернизация. 2010. № 5. С. 28—31.

5. **Повышение** эффективности комбинированной обработки отверстий на основе регуляризации микрогеометрии поверхности рабочих элементов инструмента / А. В. Щедрин, В. В. Ульянов и др. // Ремонт, восстановление, модернизация. 2009. № 6. С. 14—19.

6. **Комплексная** оценка эффективности метода комбинированного прошивания отверстий с противодавлением технологической смазки / А. В. Щедрин и др. // Ремонт, восстановление, модернизация. 2008. № 2. С. 46—49.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.51

Г. Э. ГАНИНА, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: galya.ganina@yandex.ru

Концептуальные основы управления производственно-технологической устойчивостью предприятия

Рассматриваются вопросы производственно-технологической устойчивости предприятия на основе теории гомеостатики. Предложен механизм управления устойчивостью предприятия с учетом жизненных циклов составляющих производства.

Ключевые слова: предприятие, производственная система, гомеостатика, составляющие производства, жизненный цикл.

On the basis of the homeostatic theory the matters of industrial and technological stability of an enterprise are considered. A control mechanism of the enterprise stability taking into account the life cycles of the production components is proposed.

Keywords: enterprise, manufacturing system, homeostatic, production components, life cycle.

Исследование устойчивости предприятия давно вышло за рамки антикризисного управления. Устойчивость все чаще рассматривается как фактор повышения эффективности предприятия по мере достижения роста эффективности традиционными методами. Но окончательной и апробированной концепции управления устойчивостью предприятия пока нет, что обусловливает необходимость разработок в этом направлении.

Под устойчивостью экономической системы, в частности предприятия, понимается ее способность к продолжительной деятельности [1]. Система устойчива, если она возвращается к стабильному состоянию после окончания действия возмущающего фактора, который вывел ее из уравновешенного состояния.

Для обеспечения стабильного развития предприятия ввиду изменений внешней среды необходимо вносить корректировки в его деятельность, которые могут быть связаны с обновлением технологической основы, технической базы, реорганизацией структуры, обновлением кадрового состава, освоением выпуска новой продукции и др.

Основная функция предприятия — производственная, т. е. выпуск продукции (оказание услуг), реализация которой при получении прибыли обеспечит дальнейшее развитие производства. Экономические кризисы — трудно прогнозируемые явления, поэтому следует учитывать перспективы развития предприятия и обеспечивать устойчивость его функционирования путем гибкого управления производством.

Концепция производственно-технологической устойчивости предприятия основывается на формировании так называемого ядра устойчивости, обеспечивающего производство продукции заданных технических и экономических характеристик и ее обновление в кратчайшие сроки с минимальными затратами в соответствии с изменениями требований потребителей.

Вносимые в систему изменения нарушают ее равновесное состояние на некоторое время, что является одной из причин негативного отношения к нововведениям на предприятиях. В переходный период, когда система из одного равновесного состояния переходит в другое равновесное состояние, задача системы управления — грамотная координация всех подразделений, позволяющая минимизировать действия факторов, нарушающих устойчивость системы в целом.

Изменение как процесс, протекающий в любой системе, состоит, как правило, из этапов: I — зарождение, II — становление, III — насыщение, IV — спад (рис. 1) [2], которые можно разделить на этапы быстрых (становление, спад) и медленных (зарождение, насыщение) изменений.

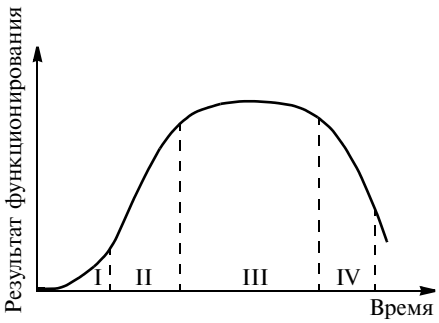


Рис. 1. Закон развития большинства процессов

Этап становления может носить революционный характер, особенностями которого являются быстрые качественные изменения, резкие переходы из одного состояния в другое, изменение структуры элементов системы, происходящие вследствие положительных обратных связей, усиливающих и ускоряющих начавшиеся изменения.

Для этапов зарождения и насыщения характерны медленные качественные изменения, более уравновешенные состояния, продолжительное существование, а также накопление свойств, которые могут привести к резким изменениям. В данном случае имеют место отрицательные обратные связи, которые затормаживают и ослабляют начавшиеся процессы изменения.

Такая последовательность событий характерна и для производственного предприятия как системы, в развитии которой прослеживаются все перечисленные выше этапы.

Петер Гебхардт, исследуя развитие производственных систем [3], рассматривал семиэтапную модель их жизнедеятельности, имеющую синусоидальный закон развития. Вид аппроксимирующей функции определяется наложением (воздействием) циклических факторов различной продолжительности, что характерно для производственных систем, в деятельности которых наблюдаются переходные процессы.

Гебхардт установил восемь переходных (кризисных) периодов жизнедеятельности производственной системы, соответствующих началам и окончаниям этапов жизненного цикла производственной системы, и предложил управление ее жизнедеятельностью, позволяющее оптимизировать кризисные процессы путем минимизации связанных с ним затрат.

Поэтому при разработке путей обеспечения устойчивости предприятия следует учитывать цикличный характер его деятельности и управлять процессом на опережение, т. е. понимать развитие рынка в перспективе задолго до того, как это станет очевидным для всех. Таким образом, условия внешней рыночной среды определяют непрерывный процесс внутренних изменений на предприятии, связанных с его функционированием.

Из существующих подходов к решению задач долгосрочного устойчивого функционирования предприятий рассмотрим направление, основанное на гомеостатике [4], так как промышленные предприятия относятся к гомеостатическим системам по следующим признакам. Во-первых, во взаимодействующих элементах предприятия имеются противоположности. Во-вторых, всегда существуют какие-либо жизненно важные функции, нарушение которых связано с потерей устойчивости и даже полным его разрушением (например банкротство).

Условия использования гомеостата: в системе должны быть как минимум две противоположности и два уровня иерархии, причем верхний уровень, формируя цель, действует на противоположности так, что достигается гомеостаз объекта — относительное динамическое постоянство жизненно важных функций и показателей.

Гомеостаз — частное проявление гомеореза — совокупности смены стадий жизнедеятельности объекта от создания до разрушения, т. е. динамики изменений жизненного цикла системы. Гомеостаз предприятия выражается в сохранении ряда значимых функций (показателей) (например объемов выпуска и реализации продукции, ее себестоимости, прибыли, рентабельности и др.) в допустимых пределах, что обеспечивает равновесное состояние при изменчивости внешней среды.

Теория гомеостата с его прямыми, обратными и перекрестными информационными связями хорошо согласуется с концепцией развития производственной системы. Основополагающий закон единства и борьбы противоположностей определяет и диалектику развития промышленного предприятия.

Для использования терминологии гомеостатики в концепции управления предприятием необходимы некоторые пояснения. Ядром любого промышленного предприятия является его производственная система (рис. 2), которая включает в себя средства производства, предмет труда и трудовые ресурсы.

В производственной системе противоположностями являются основные ее элементы на разных этапах их жизненного цикла, т. е. новый (начало выпуска) и старый (спад выпуска) продукты, новое и старое оборудование и т. д. Для устойчивости предприятия необходим баланс основных элементов производственной системы с учетом их жизненных циклов.

Устойчивость функционирования предприятия в долгосрочной перспективе обусловлена тем, что на любом этапе его жизненного цикла в производственном процессе одновременно участвуют и молодые специалисты, и кадры с многолетним стажем, выпускается как новая продукция, так и продукция, снимаемая с производства в связи со снижением ее конкурентоспособности, технический парк состоит из нового современного оборудования и старого оборудования, фактически исчерпавшего свой ресурс.

Каждый из элементов производства в своем развитии последовательно проходит все этапы жизненного цикла, наиболее продуктивная часть которого, с точки зрения использования всех возможностей, занимает центральное место. К этому времени молодые специалисты уже приобре-

Рис. 2. Структурная схема производственной системы

ли опыт работы и адаптировались в коллективе, но при этом находятся в возрасте инновационной активности; новое оборудование освоено и обеспечивает заданные производительность и качество, однако не требует увеличения затрат на техническое обслуживание и ремонт; выпускается продукция, трудоемкость выпуска и себестоимость которой соответствуют проектным значениям, и которая еще не утратила своей конкурентоспособности.

Однако середина жизненного цикла — время принятия стратегических решений, учитывая законы развития системы в целом и ее элементов производства, так и с самого предприятия и всей экономической системы в целом.

Гомеостаз — способность системы сохранять устойчивость при замене ее элементов, т. е. относительно предприятия при смене выпускаемого продукта, оборудования и кадров с учетом их жизненного цикла.

Ядро устойчивости, состоящее из основных элементов производства, должно постоянно находиться в динамике, связанной с обновлением продукта, кадров и средств производства, сохраняя заданный уровень производственных и экономических показателей, что обеспечивает гармонизацию производства [5].

Исходя из основных функций предприятия обновление выпускаемой продукции является определяющим и, как правило, влечет за собой изменения технологических процессов, кадров, коррекцию организационно-управленческой деятельности предприятия. Особые трудности при обновлении испытывают наукоемкие производства.

По имеющимся статистическим данным [6] доля предприятий, выпускающих машины и оборудование, осуществивших инновационные изменения в технологии в 2008 г., составила 16,9 % (в 2005 г. — 13,5 %), стоимость выпускаемой ими продукции — 57278,6 млн руб., что составляет 7,5 % от общего объема продукции. По сравнению с этими же показателями за 2005 г., которые составили соответственно 13,5 и 6,2 %, есть небольшая динамика, но для машиностроения — фундамента экономики, этого недостаточно.

В 2008 г. в России было создано 369 производственных технологий, из них 24 (6 %) принципиально новых. По продолжительности внедрения из 42 876 новых технологий в области производства, обработки и сборки за 2005 г. имеем: до 1 года — 6642 (15 %) технологий; от 1 года до 5 лет — 13 045 (30 %); 6÷9 лет — 6753 (15 %); 10 лет и более — 16 536 (39 %).

В 2008 г. из 47 235 внедренных в этой области технологий продолжительность использования в процентном соотношении составила: до 1 года — 5273 (11 %) технологий; 1÷3 года — 10 474 (22 %); 4÷5 лет — 6863 (15 %); 6÷9 лет — 7570 (16 %); 10 лет и более — 17 055 (36 %).

Статистика показывает медленные темпы внедрения современных технологий и завышенные сроки их использования, что снижает устойчивость предприятий из-за недостаточных темпов освоения новых и использования устаревших технологий.

Новое оборудование должно подбираться под конкретный продукт с учетом имеющихся производственных мощностей. Поэтому состояние основных фондов предприятия и степень их износа являются важнейшими показателями, обусловливающими своевременную их замену для обеспечения устойчивости производственной системы. В России коэффициент обновления основных фондов для обрабатывающих производств в 2008 г. составил 7 (в 2005 г. — 5,4); коэффициент выбытия — 1,4 (в 2005 г. — 1,8); доля износа основных фондов составила 46,0 %, из них с полным износом — 13,2 % (для 2005 г. соответственно 47,7 и 19,8 %). Такое состояние основных фондов

предприятий обрабатывающей промышленности обусловливает низкую конкурентоспособность выпускаемой продукции, что снижает устойчивость предприятий.

Возрастной показатель по кадрам также неудовлетворителен, так как помимо недостатка квалифицированных специалистов на промышленных предприятиях наблюдается увеличение среднего возраста рабочих и служащих, средний возраст научных сотрудников и конструкторов близок к пенсионному [7].

В 2002 г. средний возраст кандидатов наук составлял 53 года (в 1994 г. — 49 лет), докторов наук — 60 лет (в 1994 г. — 58 лет). Следует учитывать то, что в большинстве случаев люди пенсионного возраста в силу объективных причин не в состоянии осваивать новые технологии и технику, поэтому предприятие вынуждено производить старую продукцию с незначительными усовершенствованиями, а, следовательно, низкой конкурентоспособности.

Таким образом, производственно-технологическая устойчивость значительной части отечественных машиностроительных предприятий очень низка, так как существует дисбаланс основных элементов производства с перевесом в сторону конечного этапа их жизненного цикла. Однако следует помнить, что перевес в другую сторону — большое число молодых специалистов, нового оборудования, новой продукции также нарушит устойчивость предприятия, значительного повысив риски.

Любое предприятие в определенный период находится одновременно в режимах установившегося функционирования (выпуск серийной продукции) и последовательного развития (выпуск новой продукции), обеспечивая тем самым устойчивое производство и обновление.

Каждый этап характеризуется динамикой производственных показателей (прибыль, загрузка основных фондов и др.), которые подтверждают цикличность развития предприятия, вызванную процессами обновления, т. е. скачкообразным переходом на качественно новый уровень функционирования.

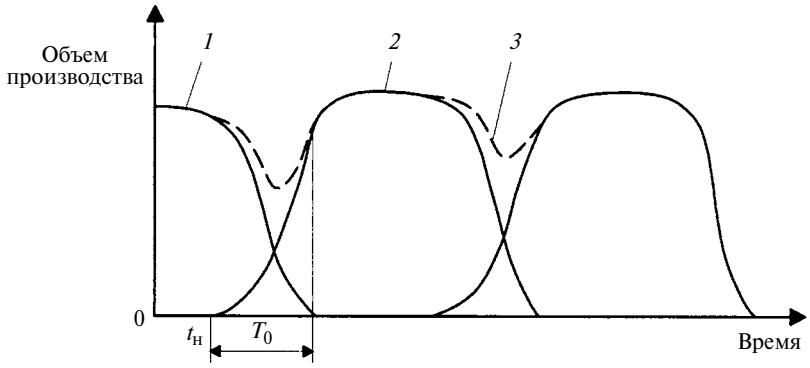


Рис. 3. Цикличность функционирования производственной системы

Так как в процессе обновления (продукции, технологии, техники, кадров) нарушается устойчивое состояние предприятия, то на этот период организационные воздействия становятся приоритетными. Новая структура по окончании переходного процесса принимает устойчивое состояние и функционирует на качественно новом уровне. Проектный выпуск новой продукции завершает цикл обновления, создаются новые предпосылки для последующего развития, что подтверждает второй закон диалектики — переход количества в качество.

Исследования процессов обновления в ряде наукоемких отраслей подтвердили цикличность процесса (6÷7 лет) и взаимосвязь технологических сдвигов (нововведений) с экономическими показателями, которая выражается в спадах и подъемах (рис. 3). При этом совокупность факторов, определяющих в начале жизненного цикла подъем, со временем становится тормозом, являясь причиной спада производства. Однако сам спад производства является катализатором будущего подъема.

Цикличность функционирования предприятия (см. рис. 3, кривая *3*) обусловлена цикличностью выпуска продукции (см. рис. 3, кривые *1* и *2*) [8].

Для устойчивого развития предприятия необходимо, чтобы часть прибыли от реализации продукции, находящейся на этапах становления и насыщения, направлялась на исследование рынка, проведение НИОКР, техническую подготовку производства к выпуску новой продукции с перераспределением части ресурсов между выпуском серийной продукции и подготовкой новой.

Пошаговый алгоритм, реализация которого обеспечит устойчивость и конкурентоспособность предприятия: определить момент начала снижения объема выпуска продукции, которая в настоящий момент еще не исчерпала своих возможностей и является конкурентоспособной; спрогнозировать спрос; провести НИОКР и техническую подготовку производства; в нужный момент (см. рис. 3, $t_н$) запустить в производство новый продукт; освоить его в максимально короткий срок ($T_о$) В результате предприятие выйдет на рынок с продукцией более высокого уровня, обеспечив получение максимальной прибыли от суммарного выпуска новой и снимаемой с производства продукции.

Для этого целесообразно обеспечить упреждающую готовность предприятия к данным изменениям, в том числе готовность основных составляющих производства;

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.113

Г. И. МАМИТИ, д-р техн. наук, С. Х. ПЛИЕВ, канд. техн. наук,
В. Б. ТЕДЕЕВ (Горский ГАУ, г. Владикавказ),
e-mail: avtofak.ggau@yandex.ru

Устойчивость двухосного автомобиля в повороте

Предложен расчет критических скоростей автомобиля с учетом кузова при повороте.

Ключевые слова: автомобиль, крен, устойчивость, критическая скорость.

A calculation of the critical speeds of the automobile subject to the car-body at pivoting motion is proposed.

Keywords: automobile, roll, stability, critical speed.

Вопросы устойчивости колесных машин (автомобилей, трициклов, мотоциклов) рассмотрены в работах [1—3]. Однако в формулах для расчета их критических скоростей не учитывался крен кузова, который может играть решающую роль в устойчивости машины против опрокидывания.

В данной работе учитывается не только крен кузова, но и боковое смещение центра пятна контакта эластичного колеса с опорной поверхностью при расчете автомобиля на устойчивость против опрокидывания.

Рассмотрим движение автомобиля по горизонтальной дороге (рис. 1) при повороте, когда на кузов действует поперечная составляющая F_y центробежной силы инерции. На рис. 1 показаны нормальные $Z_н$, $Z_в$ и поперечные $Y_н$, $Y_в$ реакции дороги, действующие на наружные и внутренние относительно центра поворота колеса автомобиля.

Обозначения силовых и геометрических параметров имеют верхние индексы "п" и "н", указывающие на их принадлежность к подрессоренным и неподрессоренным массам автомобиля. Приняты обозначения: $F_y^п$, $F_y^н$ — поперечные составляющие центро-

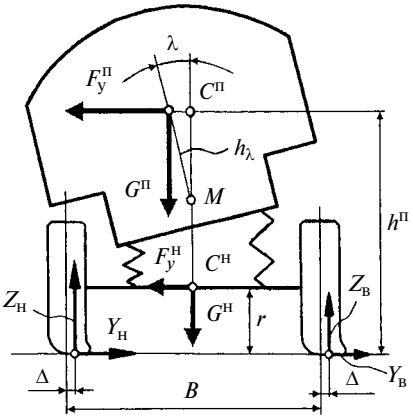


Рис. 1. Схема крена кузова автомобиля при повороте

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 81)

грамотное управление на этапе создания и освоения новой техники [8], добиваясь устойчивого функционирования предприятия.

Оценка динамики показателей, отражающих связь основных элементов производства с эффективностью предприятия, и выявление определяющих из них позволит найти узкое место в производственной системе и выработать рекомендации по поддержанию ядра устойчивости для минимизации потерь в переходный период.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Спиркин А. Г.** Философия. М.: Гардарики, 2004. 736 с.

2. **Горский Ю. М., Степанов А. М., Теслинов А. Г.** Гомеостатика — наука XXI века // Проблемы информатизации. Вып. 1. 1999. С. 13—21.

3. **Гебхардт П.** Разработка концепции жизнедеятельности инновационных процессов в производственных системах: Автореф. дис. ... канд. экон. наук. ГАУ. М., 1994. 24 с.

4. **Ганина Г. Э.** Концептуальные основы управления устойчивостью предприятий // Контроллинг. 2009. № 5. С. 12—17.

5. **Клевлин А. И., Моисеева Н. К.** Организация гармоничного производства. Теория и практика. М.: Омега-Л, 2003. 360 с.

6. **Российский** статистический ежегодник. М.: Росстат, 2009. 795 с.

7. **Наука** России в цифрах. М.: Росстат, 2008. 222 с.

8. **Анискин Ю. П., Моисеева Н. К., Проскуряков А. В.** Новая техника: повышение эффективности создания и освоения. М.: Машиностроение, 1984. 192 с.

бежных сил инерции, действующие на подрессоренные и неподрессоренные массы автомобиля в повороте; $G = mg$ — вес автомобиля; $G^{п}$, $G^{н}$ — веса подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля; m — масса автомобиля; $m^{п}$, $m^{н}$ — подрессоренные и неподрессоренные массы; g — ускорение свободного падения; λ — угол крена кузова (подрессоренных масс); $h^{п}$, $h^{н} = r$ — высоты расположения центров масс подрессоренных и неподрессоренных частей автомобиля; r — радиус качения колеса; h_λ — плечо крена; $C^{п}$, $C^{н}$ — центры подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля при прямолинейном движении; B — колея автомобиля; Δ — боковое смещение центра пятна контакта эластичного колеса.

Условие недопущения опрокидывания автомобиля:

$$F_y^{п} h^{п} + F_y^{н} h^{н} \leqslant G(B/2 - \Delta) - G^{п} h_\lambda \sin\lambda. \quad (1)$$

С учетом, что $F_y^{п} h^{п} + F_y^{н} h^{н} = F_y h$ (где F_y — поперечная составляющая центробежной силы инерции, действующей на автомобиль; h — высота расположения центра масс автомобиля), выражение (1) можно записать в виде:

$$\frac{mV^2}{R} h \leqslant g[m(B/2 - \Delta) - m^{п} h_\lambda \sin\lambda],$$

откуда определим скорость $V = V_о$, после достижения которой начнется опрокидывание автомобиля:

$$V_о = \sqrt{\frac{gR[m(B/2 - \Delta) - m^{п} h_\lambda \sin\lambda]}{mh}}. \quad (2)$$

Формула (2) получена для условий движения по плоской опорной поверхности.

Для общего случая движения автомобиля в повороте на вираже (рис. 2) выражение (1) с учетом

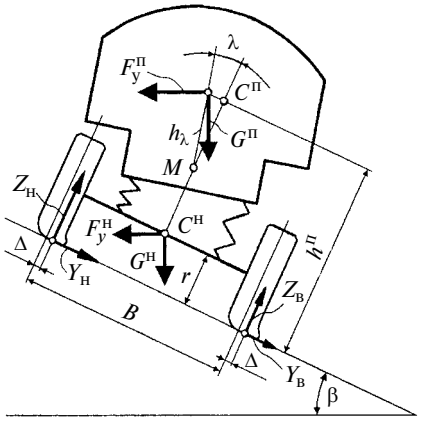


Рис. 2. Силы, действующие на автомобиль в повороте на вираже

того, что $G^{п}h^{п} + G^{н}h^{н} = Gh$, примет вид:

$$F_y[h\cos\beta - (B/2 - \Delta)\sin\beta] + F_y^{п} h_\lambda \sin\lambda \sin\beta \leqslant [G(B/2 - \Delta) - G^{п} h_\lambda \sin\lambda]\cos\beta + Gh\sin\beta. \quad (3)$$

Подставив в неравенство (3) соответствующие значения, получим:

$$\frac{mV^2}{R}[h\cos\beta - (B/2 - \Delta)\sin\beta] + \frac{m^{п}V^2}{R} h_\lambda \sin\lambda \sin\beta \leqslant g\{[m(B/2 - \Delta) - m^{п} h_\lambda \sin\lambda] \times \cos\beta + mh\sin\beta\},$$

откуда находим критическую скорость $V = V_о$, после достижения которой начинается опрокидывание автомобиля:

$$V_о = \sqrt{\frac{gR\{[m(B/2 - \Delta) - m^{п} h_\lambda \sin\lambda] \times \cos\beta + mh\sin\beta\}}{m[h\cos\beta - (B/2 - \Delta)\sin\beta] + m^{п} h_\lambda \sin\lambda \sin\beta}}. \quad (4)$$

При $\beta = 0$ формула (4) превращается в равенство (2), полученное для плоской опорной поверхности.

В формулах (2) и (4) обозначено: R — расстояние от центра поворота автомобиля до его продольной оси симметрии, $R = L/[\mathrm{tg}(\theta - \delta_1) + \mathrm{tg}\delta_2]$; θ — средний угол поворота управляемых колес; δ_1, δ_2 — средние углы бокового увода передних и задних колес двухосного автомобиля, которые из предположения линейной зависимости их от боковой нагрузки, приходящейся на эластичное колесо, соответственно равны [1]:

$$\delta_1 = \frac{mb}{k_1 L}\left(\frac{V^2}{R} + \psi g \sin\theta\right);$$

$$\delta_2 = \frac{mV^2 a}{k_2 LR},$$

где a, b — расстояния от центра масс до передней и задней оси автомобиля; k_1, k_2 — коэффициенты сопротивления боковому уводу шин передних и задних колес; L — база автомобиля; ψ — коэффициент сопротивления дороги.

Что же касается критической скорости по заносу двухосного автомобиля, то здесь остается в силе выражение $V_з = \sqrt{gR\frac{\varphi_y + \mathrm{tg}\beta}{1 - \varphi_y \mathrm{tg}\beta}}$, так как крен и боковое смещение центра пятна контакта колеса не влияют на ее величину.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мамити Г. И.** Устойчивость колесных машин с эластичными шинами на повороте // Вестник машиностроения. 2007. № 12. С. 29, 30.

2. **Учет** бокового увода при расчете критических скоростей колесных машин по заносу и опрокидыванию / Г. М. Мамити, М. С. Льянов, С. Х. Плиев, А. Е. Гагкуев // Автомобильная промышленность. 2008. № 6. С. 19—21.

3. **Расчет** критических скоростей трициклов / Г. И. Мамити, А. Е. Гагкуев, С. Х. Плиев, В. Б. Тедеев // Автомобильная промышленность. 2010. № 7. С. 33—35.

ЭКСПОЦЕНТР

12-й Международный форум "Высокие технологии XXI века"

В апреле этого года на территории ЦВК "Экспоцентр" проходил 12-й Международный форум "Высокие технологии XXI века", организованный Департаментом науки и промышленной политики г. Москвы, Институтом экономики и комплексных проблем связи, ООО "Экспо-Экос", Российским фондом развития высоких технологий, Московской торгово-промышленной палатой и ЗАО "Экспоцентр", целью которого стали продвижение на международный рынок готовых отечественных технологий и оборудования и сокращение интервалов между идеей, разработкой и производством на пути создания инновационной продукции. Экспозиционная площадь форума составила 2000 м^2, свою продукцию и разработки предложили 420 компаний. Представим наиболее интересные экспозиции.

ООО "НПО ТЕХНОАП" (г. Москва)

Комплекс оборудования "Кристаллизация" для машин непрерывного литья заготовок (МАЛЗ) обеспечивает: точную стабилизацию в автоматическом режиме поддержке уровня металла в кристаллизаторе МНЛЗ; прецизионное измерение параметров движения кристаллизатора по трем осям и трем углам; измерение сил взаимодействия между кристаллизатором и слитком; температуры по стенкам кристаллизатора при разливке; сигнализацию о прилипании корочки слитка к кристаллизатору. Это достигается установкой до 120 термопар, смонтированных на медных плитах кристаллизатора. На механизм качания кристаллизатора устанавливаются датчики, отслеживающие его движение по трем осям и трем углам. На кристаллизаторе смонтирован датчик уровня жидкого металла, а управление потоком металла, поступающего из промковша в кристаллизатор. Информация о ходе разливки отображается на экране. Динамическая погрешность поддержания уровня металла при ступенчатом изменении скорости разливки от 0,8 до 1 м/мин составляет 3 мм. Длительность переходного процесса не более 12 с. Время от момента подачи предупреждающего сигнала о прилипании корочки слитка до начала прорыва не менее 40 с. Размеры сечения типового кристаллизатора (150÷330) × (500÷2400) мм.

Автоматическая система измерения усилия в прокатном стане "Силоизмеритель — ЭТА" используется для измерения усилия прокатки и выработки сигнала "наличие металла" на станах холодной и горячей прокатки. Система состоит из экстензометров — датчиков ЭТА-П2, смонтированных на станинах клетей стана в защитном кожухе, и модульного системного интегратора МСИ. Датчики соединены с МСИ кабелем. Система имеет приборы визуализации результатов измерений, смонтированных в ПУ стана. Датчики ЭТА-П2 устанавливаются по 4 шт. на каждую клеть.

Точность измерения датчиков до 5 мкм с погрешностью измерения не более ±1 %. Перегрузочная способность до 700 %, диапазон рабочих температур 0÷90 °С.

ООО "Лаборатории "АМФОРА" (г. Москва)

Координатно-измерительная машина КИМ-300 Нано для измерения геометрии и исследования поверхностей относительно крупных деталей с нанометровой результирующей точностью, с горизонтальным ходом 300 × 300 мм и ходом по вертикали в пределах 100 мм. Машина предназначена для исследования методом зондовой и коротковолновой оптической микроскопии заготовок диаметром 300 мм и технологического мониторинга изготовления интегральных микросхем. Результирующая точность 5 нм. Максимальная скорость перемещения 20 мм/с. Жесткость: по всем координатным осям 15 Н/мкм, по направляющим осям 400 Н/мкм. Машина устойчива относительно вибрации и других воздействий внешней среды.

Лазерный микроскоп МИМ-320 — интерферометр с фазовой модуляцией и оригинальным алгоритмом обработки сигнала, позволяет получать фазовые изображения микрообъектов, применяется для определения наноструктур материалов (дисперсного состава) и характеристик включений в металлах и сплавах.

Распределение оптической разности хода лучей в интерферометре соответствует геометрическому рельефу исследуемого микрообъекта. Фазовые изображения программно-математической обработки реконструируются и отображаются на дисплее. Разрешение при реконструкции фазовых изображений по вертикали 0,1 нм, в плоскости образца 10÷100 нм. Преимущества технологии МИМ-320: оптимальное сочетание сверхвысокого пространственного разрешения и быстродействия (3÷200 кадров/с); возможность записи "нанокино"; изучение нанодинамики структур образца; бесконтактность и минимизация воздействия лазерного излучения на измеряемый объект; возможность измерения структур, находящихся под прозрачным покрытием и в толще материала; высокая стабильность и воспроизводимость измерений.

Институт лазерных и сварочных технологий Санкт-Петербургского государственного политехнического университета

Гибридные лазерно-дуговые технологии обладают рядом преимуществ по сравнению с лазерной сваркой и традиционными сварочными технологиями. Наличие дополнительного источника нагревания снижает чувствительность к зазорам. Возможность дополнительного легирования сварочного шва за счет металла электрода позволяет получать сварные соединения с заданными прочностными характеристиками. Взаимодействие лазерного излучения и электрической дуги стабилизирует горение дуги при высокоскоростной обработке. Качество швов не уступает швам, выполненных лазером.

Лазерно-дуговой технологический комплекс состоит из систем: автоматического управления, наведения и позиционирования, мониторинга, подготовки и распреде-

ления рабочих газов. Комплекс оснащен мощными лазерными и дуговыми источниками и лазерно-дуговой технологической головкой. Дополнительное сканирование лазерного луча во время сварки позволяет стабилизировать формирование шва и проводить сварку по зазору размером до 2 мм. Возможна реализация лазерной закалки и лазерной и лазерно-дуговой наплавки. Особенности и преимущества: стабильность сварочного процесса при высоких скоростях обработки; управление структурой и свойствами сварного соединения; обеспечение свариваемости специальных сталей и сплавов; снижение сварочных деформаций; высокое качество соединения. Используется в трубной промышленности, при производстве электрических силовых машин, в транспортном машиностроении, аэрокосмической промышленности, нефтегазовой отрасли.

ООО "Уральский научно-исследовательский технологический институт" (г. Екатеринбург)

Универсальная стержневая машина МС-1 для изготовления стержней диаметром 20÷40 мм методом экструзии в литейных цехах мелкосерийного, серийного и массового производств состоит из системы сменных выталкивателей и формообразующих втулок, редуктора, электродвигателя мощностью 2,2 кВт, бункера вместимостью 50 кг, приемного регулируемого стола. Напольная машина отличается системой рыхления смеси в бункере, которая исключает ручной труд. Одновременно изготовляются 6 стержней, расстояние между центрами втулок 50 мм, габаритные размеры машины 1710 × 1000 × 1400 мм, масса 680 кг.

Представлены новые технологии: *механизированная и ручная воздушно-плазменная резка* листового и профильного проката из коррозионно-стойких и конструкционных сталей и цветных металлов; *мерная вырезка* деталей из объемноштампованных заготовок из стали высокой твердости; *вырезка отверстий* различной конфигурации в крупногабаритных изделиях коробчатой формы. Толщина разрезаемого металла: конструкционные и коррозионностойкие стали до 100 мм, при резке под слоем воды до 50 мм; алюминиевые сплавы при резке под слоем воды до 60 мм. Максимальные размеры обрабатываемых листов 10 000 × 3500 мм. Потребляемая мощность до 120 кВт.

Разработанные технологии и оборудование обеспечивают: высокое качество и точность вырезаемых деталей; снижение трудоемкости их изготовления путем исключения малопроизводительных операций: разметки, ручной газокислородной резки и последующей механической обработки. Обеспечивается снижение уровня шума до 80 дБ, светового излучения плазменной дуги на 90÷98 % и локализация вредных дымообразований слоем воды. Исключается необходимость в энергоемкой системе вентиляции, не загрязняет выбросами окружающую среду.

Газопорошковая лазерная наплавка для восстановления изношенных поверхностей деталей и нанесения покрытий с заданными свойствами (износостойкость при абразивном изнашивании, коррозионная стойкость, жаростойкость) не вызывает деформации и обеспечивает минимальный припуск для последующей механической обработки наплавленной поверхности и требуемую твердость.

Лазерное термоупрочнение повышает износостойкость поверхностей деталей, увеличивает их ресурс в 2—3 раза.

ЗАО НИИ ЭСТО (г. Москва)

Волоконный лазер МЛП35-007-ЛД с линейным двигателем для сложноконтурной резки тонких листов металлов без образования заусенцев и дефектов, прошивки отверстий, фрезерования различных материалов, в том числе композитных, черных и цветных металлов, обработки многослойных тонкопленочных структур, обеспечивает среднюю мощность излучения 700 Вт в одномодовом режиме, высокие точность и повторяемость, оснащен линейным двигателем, имеет гранитное основание. Оптическая система имеет телевизионный канал наведения и наблюдения, пневматическую систему и системы вентиляции, питания, управления и охлаждения. Размеры координатного стола 800 × 400 × 150 мм. Точность обработки 5 мкм, повторяемость 2 мкм. Скорость обработки при линейных перемещениях с разгоном 1000 мм/с, при постоянной контурной скорости 200 мм/с.

Компактный лазерный комплекс ЛТК4-2 для точечной и шовной сварки малогабаритных изделий, ремонта и восстановления пресс-форм, наплавки, герметизации. Лазерный излучатель имеет пылезащищенный кожух. Оптическая система содержит телескоп с регулируемой кратностью, обеспечивает точность наведения луча на место сварки с помощью стереомикроскопа с двухступенчатой системой защиты глаз оператора, двухканальную регулировку размеров лазерного пятна от 0,2 до 2 мм, регулировку глубины фокусировки визуального канала, изменение диаметра пятна заглублением фокуса без изменения глубины фокусировки (резкости) визуального канала. Блок питания обеспечивает управление энергией, мощностью, длительностью импульса излучения путем регулировки, амплитуды, формы, длительности и частоты повторения импульсов лампы накачки. Частота следования импульсов излучения до 150 кГц, длительность импульса от 1 до 20 мс. Энергия импульса излучения до 50 Дж. Питающее напряжение 220 В, потребляемая мощность 7 кВт. Габаритные размеры 830 × 560 × 1120 мм.

Широкофункциональная машина МЛ34-2 для резки, сварки, сверления, гравировки изделий из различных металлов размерами до 500 мм. Используется импульсный лазер с ламповой накачкой и широким диапазоном настройки энергетических параметров, имеет координатный стол, привод для перемещения оптической режущей головки.

Машина МЛ35-010 для раскроя листового металла толщиной до 15 мм и размерами до 3000 × 1500 мм с применением волоконного лазера мощностью 2 кВт. Имеет портальный координатный стол, линейный двигатель.

Сварочный аппарат ЛТА4-2 с микропроцессорным управлением энергией, частотой повторения, длительностью и формой импульса лазера. Аппарат предназначен для ручной и полуавтоматической точечной и шовной сварки изделий размерами до 400 × 500 × 500 мм.

Машина МЛ5-2 в автоматическом режиме обеспечивает позиционирование и установку зондов на контактные площадки или подложки, подгонку по заданным траекториям реза. Позиционирование пятна и выполнение подгоночного реза обеспечивается прецизионным двухосевым гальваносканером.

А. Н. Иванов, чл.-корр. АПН