



# ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

4  
2009

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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



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

Адрес редакции:

107076, Москва,  
Стромынский пер., 4.  
Телефон: 8-(499)-748-02-91  
E-mail: [vestmash@mashin.ru](mailto:vestmash@mashin.ru)  
[www.mashin.ru](http://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:

Алексейчук Г.П., Алешин Н.П., Братухин А.Г.,  
Воронцов А.Л., Гусейнов А.Г., Дмитриев А.М.  
(председатель секции обработки материалов без  
снятия стружки), Драгунов Ю.Г., Древаль А.Е.  
(председатель секции технологии машиностроения),  
Дроздов Ю.Н. (председатель секции конструирования и расчета машин), Кутин А.А.,  
Омельченко И.Н. (председатель секции организаций и экономики производства), Пименов А.Ф.,  
Попов Д.Н., Рыбин В.В., Салтыков М.А.,  
Трегубов Г.П., Цыганкова И.А. (ответственный  
секретарь)

# СОДЕРЖАНИЕ

# CONTENTS

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Афонин С. М. — Расчет статических и динамических характеристик пьезодвигателя наноперемещений . . . . .	3
Заверюхина Г. Г. — К методике оценки долговечности элементов конструкций при комбинированном нагружении . . . . .	6
Максимов В. А., Максимов Т. В., Хайсанов В. К., Новиков Е. А. — Экспериментальные исследования упорных подшипников скольжения с первоначально параллельными поверхностями при орбитальном движении ротора . . . . .	14
Красильников А. Я., Красильников А. А. — Применение постоянных высококоэрцитивных магнитов разных марок в стандартных магнитных муфтах . . . . .	19
Эльманович В. И. — К расчету малоциклической прочности сосудов для хранения сжиженных газов . . . . .	22
Герасимов В. Я., Герасимова О. В. — Влияние точности изготовления резьбы на механические свойства высокопрочных болтов . . . . .	26
Каракулев М. Н., Каракулова Е. В. — Синтез точного зацепления плунжерной передачи . . . . .	28
Афанасенко В. Г., Хафизов Ф. Ш., Хайбрахманов А. Ш. — Применение программного комплекса Flow Vision в исследовании влияния геометрических размеров шнека на эффективность смешения двухкомпонентной смеси . . . . .	30
Холмогоров И. В., Хомяков Г. К., Ванчиков В. Ц. — Обтекание жидкими средами твердого тела при малых числах Рейнольдса . . . . .	34

### В помощь конструктору и расчетчику

Иванов А. С., Попов Б. А. — Совершенствование методики расчета соединения с на- тягом в результате учета контактной податливости стыка . . . . .	36
---	----

### Цикл статей

#### "Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

Старостин Н. П., Кондаков А. С., Васильева М. А. — Тепловая диагностика трения в подшипниках скольжения . . . . .	41
Андронов В. А., Коротков В. А. — О работе "Бюро триботехники" на Уралвагон- заводе . . . . .	49

## ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кабалдин Ю. Г. — Основные проблемы атомной сборкиnanoструктур . . . . .	53
Холмогорцев Ю. П. — Оптимизация процесса алмазного развертывания точных отверстий . . . . .	59
Пашовкин С. А. — Фактическая площадь контакта и коэффициент трения поверхностей направляющих сверла для глубокого сверления и обрабатываемого отверстия . . . . .	67
Шиляев С. А. — Автоматическая линия для ротационного охватывающего ленточного шлифования длинномерных заготовок малого диаметра . . . . .	71
Рубан В. М., Годжаев З. А., Рубан И. В., Зайцев С. Д. — Нанотехнологические процессы обработки изделий конструкционного назначения в машино- строении . . . . .	74
Захаров О. В. — Расчет ведущих кругов бесцентровых шлифовальных станков . . . . .	77

Макаров В. Ф., Туктамышев В. Р., Нуриева Э. А., Кобелев С. В., Бабиков В. С. — Статистическая оценка надежности протяжек . . . . .	80
Даниленко Б. Д., Малевский Н. П. — Образование винтовой поверхности стружеч- ных канавок спиральных сверл методом задания профиля двумя образующими прямыми . . . . .	83

## ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Кондрашова А. А. — Исследование динамической устойчивости компании . . . . .	85
--	----

## ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Бузин Ю. М. — Феноменологическая модель процесса функционирования техниче- ской системы . . . . .	89
Плотников Р. С. — Устройство с дисковыми ножами для разрезания покрышек . . . . .	92
Захаров С. И. — Новый подход к спектральному анализу вибрации с автоматической оценкой состояния вращающихся деталей . . . . .	93
Попов Б. А. — Об ошибках в формулах ГОСТ 16532—70 "Передачи зубчатые цилинд- рические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии" . . . . .	94
Иванов А. Н. — Выставка "Нефтегаз—2008" . . . . .	95

## DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Afonin S. M. — Calculation of static and dynamic characteristics of nano- transfer piezoengine	
Zaverukha G. G. — On a durability estimation technique of constructional elements at combined loading	
Maksimov V. A., Maksimov T. V., Khaiisanov V. K., Novikov E. A. — Ex- perimental study of thrust friction bearings with initially parallel surfaces at a rotor's orbital motion	
Krasil'nikov A. Ya., Krasil'nikov A. A. — Application of different high-co- ercivity magnets in standard magnetic clutches	
El'manovich V. I. — On calculation of a low-cycle toughness of vessels for storing of liquefied gases	
Gerasimov V. Ya., Gerasimova O. V. — Influence of thread making accu- racy on mechanical properties of high-strength bolts	
Karakulov M. N., Karakulova E. V. — Synthesis of precise cohesion of a plunger gearing	
Afanasenko V. G., Khafizov F. Sh., Khaiibrakhmanov A. Sh. — Applica- tion of the Flow Vision bundled software at study of the influence of au- ger's geometry on the mixing efficiency of two-component mixture	
Kholmogorov I. V., Khomyakov G. K., Vanchikov V. Ts. — A streamline of a rigid body by liquid media at low values of the Reynolds number	

### For the benefit of designer and estimator

Ivanov A. S., Popov B. A. — Updating of the tightness joints calculation technique due to taking into account of the joint's contact pliability	
--	--

### Series of articles

#### "Problems of tribology — friction, wear and lubrication"

Starostin N. P., Kondakov A. S., Vasil'eva V. A. — Thermal diagnostics of a friction in the slider bearings	
Andronov V. A., Korotkov V. A. — On the triboengineering bureau activity on the URALVAGONZAVOD plant	

## MANUFACTURING ENGINEERING

Kabaldin Yu.G. — Basic problems of the nanostructures atomic assembling	
Kholmogortsev Yu.P. — Optimization of the diamond reaming process of precise holes	
Pashovkin S. A. — Factual contact area and friction coefficient of surfaces of drill guides for peck feed drilling and processed hole	
Shilyaev S. A. — Development of automated line of rotary covering band grinding for working of long-length small diameter blanks	
Ruban V. M., Godzhaev Z. A., Ruban I. V., Zaitsev S. D. — Nanotech- nological manufacturing processes of the engineering products in the machine building industry	
Zakharov O. V. — Calculation of the leading wheels of centerless grinding machines	
Makarov V. F., Tuktamyshev V. R., Nuriev E. A., Kobelev S. V., Babiko V. S. — Statistical estimation of the broaches reliability	
Daniilenko B. D., Malevsky N. P. — Formation of helical surface of chip grooves of twist drills by the method of the profile assignment by two rulings	

## PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Kondrashova A. A. — Study of a company dynamic stability	
--	--

## TECHNICAL INFORMATION

Buzin A. L. — Phenomenological model of a technical system operation process	
Plotnikov R. S. — A device with knife disks for cutting of the tire-covers	
Zakharov S. I. — New approach to spectral analysis of vibrations with auto- matic estimation of the rotating components state	
Popov B. A. — On the errors in 16532-70 State Standard formulas "Evol- vent cylindrical gearings of external toothing. Geometry calculation"	
Ivanov A. N. The "Neftegas-2008" exhibition (The "Oil-and-Gas-2008" exhibition)	

Художественный редактор Т. Н. Галицина

Сдано в набор 30.01.2009. Подписано в печать 17.03.2009.

Технический редактор О. А. Ефремова

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

Корректор З. В. Наумова

Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 13,88. Заказ 263.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании  
с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

# КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 534.232:621.315.434

С. М. АФОНИН, канд. техн. наук [МГИЭТ (ТУ)]

## Расчет статических и динамических характеристик пьезодвигателя наноперемещений

Рассчитаны статические и динамические характеристики пьезодвигателя наноперемещений для оборудования нанотехнологии и микроэлектроники, определено влияние физических и геометрических параметров пьезодвигателя на статические и динамические характеристики.

Calculation of static and dynamic characteristics of nanotransfer piezoengine for nanotechnology and microelectronics has been made. An influence of physical and geometry parameters of the piezoengine on the static and dynamic characteristics has been determined.

Пьезодвигатель наноперемещений работает на основе обратного пьезоэффекта, при котором перемещение достигается в результате деформации пьезоэлемента приложении внешнего электрического напряжения [1, 2].

Пьезодвигатели для приводовnano- и микроперемещений имеют диапазон перемещения от нескольких нанометров до десятков микрометров, чувствительность менее 10 нм/В, нагрузочную способность до 1000 Н, мощность на выходном валу до 100 Вт и полосу пропускания порядка нескольких десятков герц. Применение пьезодвигателя (пьезопреобразователя) решает задачи точного совмещения в микроэлектронике и нанотехнологии, компенсации температурных и гравитационных деформаций, а также атмосферной турбулентности путем коррекции волнового фронта [3, 4].

Так как в пьезокерамике предельные разрушающие механические напряжения на сжатие в среднем в 10 раз превышают предельные разрушающие напряжения на растяжение, то из сообра-

жений прочности целесообразно осуществлять предварительное поджатие пьезоэлемента с помощью пружины или мембранны. Усилие предварительного поджатия должно превышать максимальную растягивающую нагрузку, чем обеспечивается гарантированное рабочее сжатие пьезоэлемента. Увеличение диапазона перемещения достигается применением составного пьезопреобразователя.

Пьезодвигатель собирается следующим образом: предварительно сжатый для выбора зазоров составной пьезопреобразователь стягивается упругим элементом в виде шпильки или мембранны (рис. 1). Основным параметром внешней нагрузки пьезодвигателя является жесткость нагрузки, т. е. отношение силы упругой реакции нагрузки к ее деформации. В зависимости от жесткости нагрузки выбираются конструктивные параметры пьезопреобразователя.

После армирования при внешней упругой нагрузке перемещение пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте

уменьшается, что следует из выражения для продольного пьезоэффекта

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

где  $S_3$  — относительная деформация пьезодвигателя по оси 3;  $d_{33}$  — пьезомодуль;  $E_3$  — напряженность электрического поля в пьезодвигателе по оси 3;  $s_{33}^E$  — упругая податливость при  $E = \text{const}$  при управлении от источника напряжения;  $T_3$  — механическое напряжение в пьезодвигателе по оси 3.

Вектор поляризации  $P$  направлен по оси 3 (см. рис. 1).

Для пьезодвигателя статические характеристики вида  $S_3 (T_3)$  или  $\Delta l (F)$ , где  $\Delta l$  — перемещение;  $F$  — внешняя сила, будем называть механическими (рис. 2, а), а вида  $S_3 (E_3)$  или  $\Delta l (U)$ , где  $U$  — напряжение на электродах пьезодвигателя, — регулировочными (рис. 2, б).

Измерения проводились на прессе марки УММ-5 в диапазоне

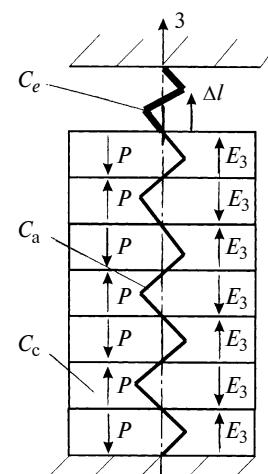


Рис. 1. Кинематическая схема пьезодвигателя наноперемещений

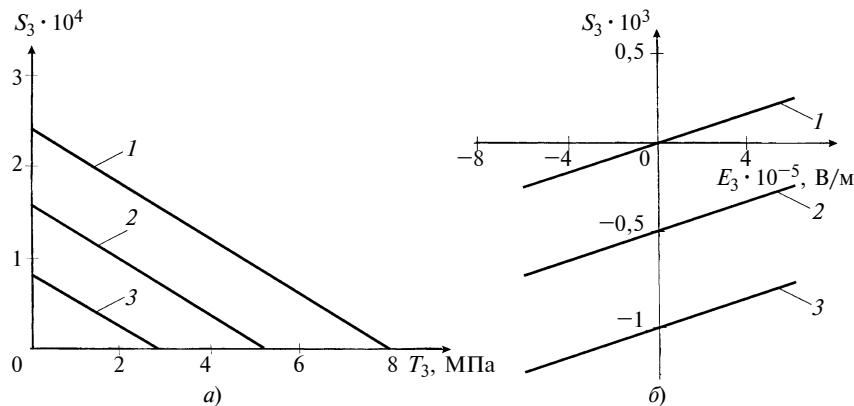


Рис. 2. Механические (а) и регулировочные (б) характеристики пьезодвигателя

рабочих нагрузок при механических напряжениях до 150 МПа [3]. Отклонение экспериментальных характеристик от расчетных не превышало 10 %. Экспериментальные механические характеристики (см. рис. 2, а) приведены для пьезодвигателя с пьезомодулем  $d_{33} = 4 \cdot 10^{-10}$  м/В и упругой податливостью  $s_{33}^E = 3 \cdot 10^{-11}$  м<sup>2</sup>/Н, спеченного из пьезопластина диаметром  $D = 15$  мм и толщиной  $\delta = 0,6$  мм, число пьезопластин  $n = 25$ . При этом рассматривались значения  $E_3 = 600$  (прямая 1), 400 (прямая 2), 200 кВ/м (прямая 3).

Из выражения (1) при  $E = \text{const}$  получаем уравнение статической механической характеристики пьезодвигателя при управлении по напряжению:

$$\Delta l = d_{33}nU - s_{33}^E Fl/S_0, \quad (2)$$

где  $l = n\delta$  — длина составного пьезодвигателя;  $S_0$  — площадь попечного сечения пьезодвигателя.

В статике при управлении по напряжению при  $F = 0$  максимальное перемещение составного пьезодвигателя  $\Delta l_{\max} = d_{33}nU_{\max}$ , где  $U_{\max}$  — максимальное напряжение на электродах пьезодвигателя.

Из выражения (2) определяем максимальное рабочее усилие при  $\Delta l = 0$ :

$$F_{\max} = d_{33}nU_{\max}S_0/(s_{33}^E l) = \\ = d_{33}S_0U_{\max}/(s_{33}^E \delta) = d_{33}S_0E_3/s_{33}^E.$$

Соответственно, при управлении по напряжению из уравне-

ния обратного пьезоэфекта получаем максимальное механическое напряжение по оси 3 в виде  $T_{3\max} = -d_{33}E_3/s_{33}^E$ .

Уравнение (1) при  $T = \text{const}$  позволяет рассчитать регулировочную характеристику (см. рис. 2, б) пьезодвигателя, выполненного в виде составного пьезопреобразователя с пьезомодулем  $d_{33} = 4 \cdot 10^{-10}$  м/В и упругой податливостью  $s_{33}^E = 7,5 \cdot 10^{-11}$  м<sup>2</sup>/Н, состоящего из восьми пьезопакетов П-3, при механических напряжениях  $T_3 = 0$  (прямая 1), 6, 7 (прямая 2) и 13,3 МПа (прямая 3).

Из полученного уравнения механической характеристики пьезодвигателя следует, что наряду с пьезомодулем одним из важнейших физических параметров пьезодвигателя является упругая податливость. Для увеличения жесткости механической характеристики пьезодвигателя выбираем его конструктивное исполнение с минимальной упругой податливостью составного пьезодвигателя.

Рассмотрим статические характеристики составного пьезодвигателя или пьезопакета, армированного упругим элементом, при управлении по напряжению. Из уравнения (1) обратного пьезоэфекта получаем относительное перемещение  $\Delta l/l = d_{33}U/\delta - s_{33}^E F/S_0$ .

Соответственно, перемещение  $\Delta l = d_{33}nU - F/C_c$ , где  $C_c = S_0/(s_{33}^E l)$ , а внешняя сила  $F = F_0 + C_a\Delta l + C_e\Delta l$ ,  $F_0 = \sigma_{a0}S_0$ .

Здесь  $C_c$  — жесткость составного пьезодвигателя с управлением по напряжению при продольном пьезоэффекте;  $F_0$  — сила предварительного начального поджатия упругим элементом;  $\sigma_{a0}$  — механическое напряжение первоначального армирования в пьезопреобразователе;  $C_a$  — жесткость армирующего элемента (практически выбираем  $C_a = 0,1C_c$ );  $C_e$  — жесткость нагрузки [6].

Отсюда имеем:  $\Delta l[1 + (C_a + C_e)/C_c] = d_{33}nU - F_0/C_c$ .

Соответственно, получаем выражение для перемещения армированного пьезодвигателя при упругой нагрузке:

$$\Delta l = \frac{\Delta l_{\max}}{1 + (C_a + C_e)/C_c} - \Delta l_0, \quad (3)$$

где  $\Delta l_0 = \frac{\sigma_{a0}ls_{33}^E}{1 + (C_a + C_e)/C_c}$  — начальное перемещение торца составного пьезопреобразователя.

Торец пьезопреобразователя в зависимости от первоначального армирования получает начальное перемещение, не зависящее от подаваемого на двигатель электрического напряжения. Причем торец пьезопреобразователя после первоначального армирования смещается в положение, которое в рабочем режиме является исходным.

Из выражения (3) перемещение армированного пьезопреобразователя при упругой нагрузке после начальной юстировки записываем в виде

$$\Delta l = \frac{\Delta l_{\max}}{1 + (C_a + C_e)/C_c}. \quad (4)$$

При  $C_e = 0$  получаем перемещение армированного пьезопреобразователя  $\Delta l = \Delta l_{\max}/(1 + C_a/C_c)$ . Следовательно, при промышленном использовании армирующего элемента в виде шпильки, пружины, мембранны жесткостью  $C_a = 0,1C_c$  имеем  $\Delta l = (1/1,1)\Delta l_{\max} = 0,91\Delta l_{\max}$ .

При промышленном применении пьезодвигателя упругои-

нерционную нагрузку в основном имеем в виде упругого элемента (пружины, мембранны) и приведенной инерционной массы элемента нагрузки (координатного стола, сканирующего элемента).

Для расчета динамики пьезодвигателя используется волновое уравнение [1–5], описывающее распространение волны в длинной линии с затуханием без искажений:

$$\frac{1}{(c^E)^2} \frac{\partial^2 \xi(x, t)}{\partial t^2} + \frac{2\alpha}{c^E} \frac{\partial \xi(x, t)}{\partial t} + \alpha^2 \xi(x, t) = \frac{\partial^2 \xi(x, t)}{\partial x^2}, \quad (5)$$

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

При одном закрепленном торце пьезодвигателя, например при  $x = 0$ , и при упругоинерционной нагрузке на пьезодвигатель при  $x = l$  имеем уравнение сил

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

где  $M$  — масса нагрузки.

Соответственно, имеем преобразование Лапласа:  $\Xi(x, p) =$

$$= L\{\xi(x, t)\} = \int_0^\infty \xi(x, t)e^{-pt}dt, \quad \text{где}$$

$p$  — оператор Лапласа.

Из уравнения (1) обратного пьезоэффекта с учетом действующих сил на торец пьезодвигателя получаем:

$$\begin{aligned} & \frac{d\Xi(x, p)}{dx} \Big|_{x=l} = \\ & = d_{33}E_3(p) - \frac{s_{33}^E M_2 p^2 \Xi(p)}{S_0} - \\ & - \frac{s_{33}^E (C_a + C_e) \Xi(p)}{S_0}, \end{aligned}$$

где  $\Xi(p)$ ,  $\Xi(x, p)$  — преобразования Лапласа перемещения торца пьезодвигателя и перемещения

сечения пьезодвигателя при нулевых начальных условиях.

Если один торец пьезодвигателя жестко закреплен при  $x = 0$ , то с учетом уравнения (5) получаем выражения:

$$\Xi(x, p) = \frac{\Xi(p) \operatorname{sh}(x\gamma)}{\operatorname{sh}(l\gamma)},$$

$$\frac{d\Xi(x, p)}{dx} \Big|_{x=l} = \frac{\Xi(p)\gamma}{\operatorname{th}(l\gamma)},$$

$$\gamma = \frac{p}{c^E} + \alpha.$$

Соответственно, получаем выражение для пьезодвигателя, закрепленного одним торцом, при продольном пьезоэффекте и упругоинерционной нагрузке:

$$\begin{aligned} & \frac{\Xi(p)\gamma}{\operatorname{th}(l\gamma)} + \frac{\Xi(p)s_{33}^E Mp^2}{S_0} + \\ & + \frac{\Xi(p)s_{33}^E (C_a + C_e)}{S_0} = d_{33}E_3. \end{aligned}$$

Из этого выражения определяем передаточную функцию пьезодвигателя в виде:

$$\begin{aligned} W(p) &= \frac{\Xi(p)}{E_3(p)} = \\ &= \frac{d_{33}}{\frac{s_{33}^E Mp^2}{S_0} + \frac{\gamma}{\operatorname{th}(l\gamma)} + \frac{s_{33}^E (C_a + C_e)}{S_0}}. \end{aligned}$$

Обозначим  $C_c = S_0/(s_{33}^E l)$  — жесткость пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте. Тогда передаточная функция пьезодвигателя, закрепленного одним торцом, при продольном пьезоэффекте и упругоинерционной нагрузке принимает вид:

$$\begin{aligned} W(p) &= \frac{\Xi(p)}{E_3(p)} = \\ &= \frac{d_{33}l}{\frac{M_2 p^2}{C_c} + l\gamma \operatorname{th}(l\gamma) + \frac{C_a + C_e}{C_c}}. \quad (6) \end{aligned}$$

Используя аппроксимацию гиперболического котангенса в формуле (6) двумя членами степенного ряда, получаем следую-

щее выражение для передаточной функции пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте для упругоинерционной нагрузки при  $M \gg m$  (где  $m$  — масса пьезодвигателя) как электромеханической системы с сосредоточенными параметрами [3–7] в виде колебательного звена:

$$\begin{aligned} W(p) &= \frac{\Xi(p)}{U(p)} = \\ &= \frac{d_{33}n}{[1 + (C_a + C_e)/C_c](T_t^2 p^2 + 2 T_t \xi_t p + 1)}, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $T_t = \sqrt{M/(C_a + C_e + C_c)}$ ;  $\xi_t = \alpha l^2 C_c / [3c^E \sqrt{M(C_a + C_e + C_c)}]$ .

Здесь  $\Xi(p)$  и  $U(p)$  — преобразования Лапласа перемещения торца пьезодвигателя и напряжения на обкладках пьезодвигателя при нулевых начальных условиях;  $T_t$  — постоянная времени колебательного звена для пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте и упругоинерционной нагрузке;  $\xi_t$  — коэффициент затухания колебательного звена при продольном пьезоэффекте и упругоинерционной нагрузке.

Соответственно, динамическая переходная характеристика пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте для упругоинерционной нагрузки при подаче на вход пьезодвигателя ступенчатого напряжения  $U_{\max 1}(t)$  имеет вид:

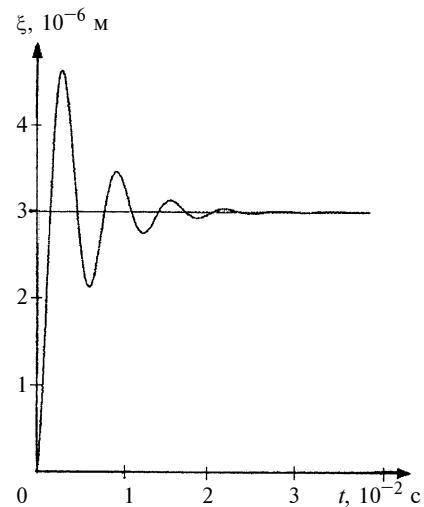


Рис. 3. Динамическая характеристика пьезодвигателя

$$\xi(t) = \xi_{\max} \times \\ \times \left[ 1 - \frac{e^{-\xi_t t / T_t}}{\sqrt{1 - \xi_t^2}} \sin(\omega_t t + \varphi_t) \right], \quad (8)$$

где  $\xi_{\max} = \frac{d_{33} n U_{\max}}{1 + (C_a + C_e)/C_c}$ ;

$$\omega_t = \sqrt{1 - \xi_t^2} / T_t;$$

$$\varphi_t = \arctg(\sqrt{1 - \xi_t^2} / \xi_t).$$

Для пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте из промышленной пьезокерамики марки ЦТС-19 при упругонерционной нагрузке и ступенчатом входном напряжении с амплиту-

дой  $U_{\max} = 150$  В получаем  $\xi_{\max} = 3$  мкм,  $\xi_t = 0,1$ ,  $T_t = 0,9$  мс и переходную характеристику (рис. 3).

Полученные выражения (1)–(8) отражают как статику, так и динамику пьезодвигателя. Следовательно, позволяют выбирать параметры двигателя в зависимости от внешней нагрузки на пьезодвигатель в системе управления.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Афонин С. М. Пьезопреобразователи для приводов микроперемещений // Приборы и системы управления. 1998. № 2. С. 41, 42.
2. Афонин С. М. Структурно-параметрическая модель пьезодвигате-

ля наноперемещений // Вестник машиностроения. 2001. № 5. С. 29–33.

3. Афонин С. М. Прочностные характеристики пьезодвигателей нанопримешений // Вестник машиностроения. 2005. № 12. С. 3–6.

4. Афонин С. М. Параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя нанопримешений // Вестник машиностроения. 2002. № 12. С. 7–15.

5. Физическая акустика. Т. 1. Ч. А. Методы и приборы ультразвуковых исследований / Под ред. У. Мэзона. М.: Мир, 1966. 592 с.

6. Первицкий Ю. Д. Расчет и конструирование точных механизмов. Л.: Машиностроение, 1976. 456 с.

7. Бесекерский В. А., Попов Е. П. Теория систем автоматического регулирования. М.: Профессия, 2004. 752 с.

УДК 669.017:539.43:539.219

Г. Г. ЗАВЕРЮХА, канд. техн. наук (ЦАГИ)

## К методике оценки долговечности элементов конструкций при комбинированном нагружении

Приведены методические разработки оценки усталостной долговечности при комбинированном нагружении с учетом закономерностей усталостного разрушения конструктивных элементов при циклическом и квазислучайном нагружениях. Показано, что использование характеристик усталостного разрушения элементов конструкций при узкополосном квазислучайном нагружении в среднеквадратических напряжениях дает более стабильные значения суммы относительных чисел циклов, чем использование усталостных характеристик при циклическом нагружении.

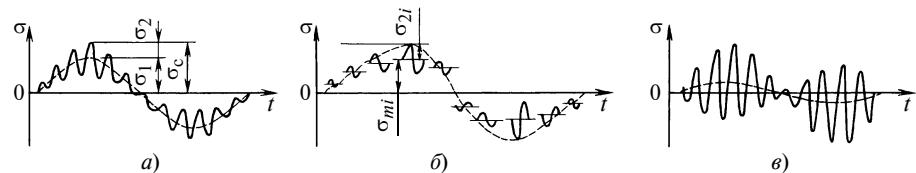
Methodical elaborations of the endurance life estimation at combined loading subject to regularities of endurance failure of constructional elements at cyclical and quasi-random loading are presented. It was shown, that the use of the endurance failure characteristics of constructional elements at narrowband quasi-random loading in the root-mean-square strains provides more stable values of sum of relative numbers of cycles as compared with use of the endurance characteristics at the cyclical loading.

Под комбинированным нагружением конструктивного элемента подразумевается одновременное нагружение двумя различными видами, например, плоский поперечный изгиб и изгиб с вращением или растяжение-скатие и поперечный изгиб, возможны и другие комбинации. Рассмотрим наиболее часто встречающееся комбинированное нагружение циклическим поперечным изгибом и изгибом с вращением. Валы, используемые на

морском, автомобильном и железнодорожном транспорте, как правило испытывают напряжения, функция изменения которых описывается законом  $\sigma(t) = (\sigma_1 + \sigma_2 \sin \omega_2 t) \sin(\omega_1 t + \beta)$ , где  $\sigma_1$  — напряжение от изгиба;  $\sigma_2$  — напряжение от изгиба с вращением;  $\omega_2$ ,  $\omega_1$  — частоты соответственно изгиба и изгиба с вращением;  $\beta$  — сдвиг фазы нагрузений двух видов;  $t$  — время. Такое нагружение испытывает, например, вал вращающегося гребного винта корабля при низкочастотной качке во время зыби. В лабораторных условиях именно такое нагружение наиболее просто поддается моделированию.

В 70-е годы прошлого столетия многочисленные исследования в этой области провели японские ученые [1]. Приведенные в литературе методы определения долговечности при двухчастотном нагружении, как правило, не учитывают влияния отношения частот  $d = \omega_2/\omega_1$  и самих частот  $\omega_2$  и  $\omega_1$  нагружения. Одновременное двухчастотное нагружение валов переменными поперечным изгибом и изгибом с вращением имеет особенности. В отдельности каждый вид нагружения имеет свой механизм повреждаемости. Напряженное состояние вала при плоском изгибе и изгибе с вращением одинаковое, однако распределение напряжений в сечении по времени различное. В любой точке поверхности вала в сечении вероятного разрушения при изгибе с вращением возникают одинаковые по величине максимальные циклические напряже-

**Рис. 1. Циклограммы напряжений при комбинированном двухчастотном нагружении поперечным изгибом и изгибе с вращением, реализация нагружения при суммировании повреждаемости методом полных циклов при разных значениях  $d$ :**  
 **$a - d = 0,15; b - d = 0,33; c - d = 0,8$**



ния, но со сдвигом по фазе. При циклическом поперечном изгибе максимальные напряжения возникают только в точках, наиболее удаленных от оси изгиба. Таким образом, при изгибе с вращением под максимальными напряжениями находится значительно большее число точек. Поэтому сопротивления конструктивных элементов усталостному разрушению при этих нагрузлениях различны. Сопротивление при изгибе с вращением меньше, чем при плоском изгибе, если их сравнивать по максимальным напряжениям. Так, по данным работы [1] выносливость образцов из стали SS41 с U-образным концентратором ( $\alpha_{\sigma} = 1,68$ ) при изгибе с вращением в 6–8 раз меньше, чем при плоском изгибе. А предел выносливости при изгибе с вращением составляет 0,7 от предела выносливости при плоском изгибе. Многие исследователи объясняют это, используя статистическую трактовку усталостной долговечности [2], согласно которой усталостные разрушения зарождаются у малых локальных неоднородностей (включения, поры, волосовины и т. д.), статистически распределенных по всему объему. Однако, если учесть, что неоднородности более опасны на поверхности и у поверхности образца, т. е. в поверхностном слое, чем в глубине материала, то определяющим при статистическом подходе является поверхность.

Для расчета долговечности при сложном периодическом или случайном нагружениях, как правило, используют данные, полученные при одночастотном гармоническом нагружении с такими фиксированными параметрами, как амплитуда, частота и асимметрия [2–5]. Как же поступить при комбинированном нагружении, при котором усталостные характеристики материала для разных видов нагрузления различны? Анализ исследований показал, что основная повреждаемость конструктивного элемента происходит от пиковых напряжений, изменяющихся с более высокой частотой, т. е. при изгибе с вращением. Таким образом, с учетом этих особенностей и в предположении о статистическом характере зарождения повреждения при совместном нагружении поперечным изгибом и изгибом с вращением при определении долговечности необходимо использовать усталостные характеристики только последнего вида нагружения.

Согласно схематизации методом полных циклов [3] реализацию (точное моделирование) данного

комбинированного нагружения можно разложить на низкочастотную составляющую с амплитудой нагружения  $\sigma_c = \sigma_1 + \sigma_2$  и отношением  $d$  частот высокочастотных составляющих от изгиба с вращением с фиксированными амплитудами  $\sigma_{2i}$  и средними напряжениями  $\sigma_{mi}$  (рис. 1). Все составляющие суммирования представляют изгиб с вращением, только с разными частотами нагружения. Повреждаемость за одну реализацию можно представить

выражением  $\frac{1}{N} = \frac{1}{N_c} + \sum_{i=1}^d \frac{1}{N_{bi}}$ , где  $N_c$  — долговечность при низкочастотном нагружении с амплитудой  $\sigma_c$ ;  $1/N_{bi}$  — повреждаемость от  $i$ -й высокочастотной составляющей. Исходные характеристики сопротивления усталости (кривые усталости) получены для симметричного изгиба с вращением с частотой 4,78 Гц [1]. На основании ограниченных испытаний на изгиб с вращением с частотой 28,5 Гц было принято, что частота нагружения в диапазоне 4,78–60 Гц не влияет на долговечность. Испытания на комбинированное нагружение проводили для отношения частот  $d = 60/4,78$ , при этом фиксировалась низкочастотная, а варьировалась высокочастотная амплитуды.

Если повреждаемости при одновременном нагружении поперечным изгибом и изгибом с вращением в общем виде выразить через кривые усталости при изгибе с вращением  $N'_H \sigma^n = A_H = \text{const}$  и  $N'_B \sigma^m = A = \text{const}$  с частотами соответственно  $\omega_1$  и  $\omega_2$ , то повреждаемость от одной комбинированной

реализации будет иметь вид:  $\frac{1}{N} = \frac{\sigma_c^n}{A_H} + \sum_{i=1}^d \frac{(\sigma_{2i})_{-1}^m}{A}$ ,

индекс “–1” означает асимметрию, т. е. асимметричные составляющие суммирования должны быть преобразованы в эквивалентные по повреждаемости симметричные циклы нагружения. Амплитуды высокочастотных составляющих суммирования и их средние напряжения выражаются зависимостями:  $\sigma_{2i} = \sigma_2 \sin 2\pi t_i/d$ ;  $\sigma_{mi} = \sigma_1 \sin 2\pi t_i/d$ , где  $t_i$  — время  $i$ -й составляющей. Используя эти зависимости, формулу Одинга:  $\sigma_{a-1}^2 = \sigma_a^2 + \sigma_a \sigma_m = \sigma_a \sigma_{\max}$ , апробированную на конструкционных сталях, и обозначив  $\varphi = A/A_H$ , получим формулу повреждаемо-

сти образца за одну реализацию комбинированного нагружения:

$$\frac{1}{N} = \frac{\varphi \sigma_c^n + \sum_{i=1}^d \left( \sqrt{\sigma_2^2 \sin^2 \frac{2\pi}{d} t_i + \sigma_2 \sin \frac{2\pi}{d} t_i \sigma_1 \sin \frac{2\pi}{d} t_i} \right)^m}{A}. \quad (1)$$

Суммирование повреждаемости заменим интегрированием, предполагая, что это даст возможность учесть повреждаемость от переменной асимметрии высокочастотной составляющей реализации комбинированного нагружения.

Преобразовав подкоренное выражение формулы (1), получим:

$$\frac{1}{N} = \frac{1}{A} [\varphi \sigma_c^n + \int_0^d (\sqrt{\sigma_2 \sigma_c \sin^2 \frac{2\pi}{d} t_i})^m dt].$$

Заменив  $t/d$  переменной  $x$  и выполнив некоторые преобразования, получим выражение для определения числа реализаций комбинированного нагружения до разрушения образца:

$$N = \frac{A}{\varphi \sigma_c^n + \sigma_2^{m/2} \sigma_c^{m/2} d \int_0^1 |\sin 2\pi x|^m dx}. \quad (2)$$

На рис. 2 приведена зависимость интеграла выражения (2) от показателя степени  $m$ , который определяется по модулю подинтегральной функции, т. е. независимо от знака подинтегральной функции, так как физически он учитывает суммарную повреждаемость от переменной асимметрии. На основании изложенных ранее особенностей и предположений принимаем  $n = m$  и  $\varphi = 1$ . С учетом этого расчетная зависимость долговечности при комбинированном нагружении имеет вид:

$$N = \frac{A}{\sigma_c^m + \sigma_2^{m/2} \sigma_c^{m/2} d \int_0^1 |\sin 2\pi x|^m dx}. \quad (3)$$

На рис. 3 приведены расчетные зависимости при  $\sigma_1 = \text{const}$ , полученные из выражения (3), и экспериментальные данные, приведенные в работе [1]. Сравнение расчетных и экспериментальных данных показало, что выражение (3) удовлетворительно учитывает повреждаемость образца при одновременном нагружении плоским изгибом и изгибом с вращением во всем диапазоне соотношений амплитуд  $\sigma_1/\sigma_2$  при фиксированной частоте нагружения.

Остается вопрос: необходимо учитывать влияние частоты нагружения на усталостную долговечность при двухчастотном нагружении в диапазоне

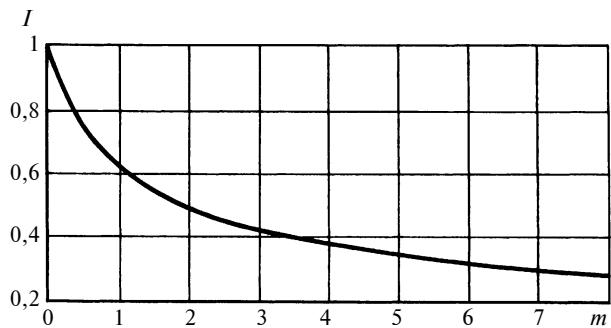


Рис. 2. Зависимость интеграла  $I = \int_0^1 |\sin 2\pi x|^m dx$  от показателя степени  $m$  кривой усталости

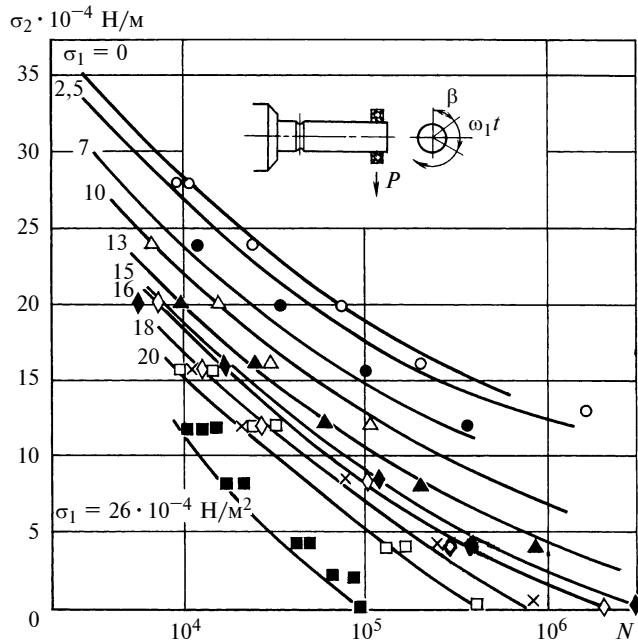


Рис. 3. Расчетные кривые сопротивления усталости и экспериментальные данные [1] при совместном нагружении поперечным циклическим изгиблом и изгибом с вращением ( $\omega_1 = 4,78$  Гц,  $\omega_2 = 60$  Гц) для стали SS41 ( $\sigma_b = 42,9$  кгс/мм²,  $\sigma_s = 30$  кгс/мм²,  $\delta = 34,2\%$ )

частот в случае его проявления или нет? Рассмотрим двухчастотный бигармонический процесс нагружения. На основании схематизации [2—5], учитывающей метод полных циклов, изложенные выше обоснования и предположения по суммированию повреждаемости при двухчастотном нагружении, а также используя зависимости Одинга для пересчета асимметричных составляющих суммирования в эквивалентные по повреждаемости отнулевые циклы нагружения, можно получить зависимость для определения числа реализаций до разрушения при бигармоническом нагружении:

$$N = \frac{A}{\varphi \left( \frac{\sigma_c \sigma_{\max}}{2} \right)^{m/2} + \frac{\omega_2}{\omega_1} \left[ \frac{\sigma_2 (\sigma_2 + \sigma_m)}{2} \right]^{m/2}} \quad (4)$$

или при интегрировании:

$$N = \frac{A}{\varphi \left( \frac{\sigma_c \sigma_{max}}{2} \right)^{m/2} + \frac{\omega_2}{\omega_1} \left[ \frac{\sigma_2 (\sigma_2 + \sigma_m)}{2} \right]^{m/2}} \times \rightarrow \\ \rightarrow \frac{1}{\int_0^1 \left| 1 + \frac{\sigma_1}{\sigma_2 + \sigma_m} \sin 2\pi x \right|^{m/2} dx}. \quad (5)$$

На рис. 4 представлена зависимость интеграла  $I = \int_0^1 |1 + b \sin 2\pi x|^{m/2} dx$  выражения (5) от показателя степени  $m$  кривой усталости и значения  $b = \sigma_1 / (\sigma_2 + \sigma_m)$ .

Многочисленные экспериментальные данные [4, 7] согласуются с расчетными, полученными по формуле (5), в широком диапазоне соотношений амплитуд и частот бигармонических режимов при  $\varphi = 1$ , т. е. при условии, исключающем влияние частоты нагружения в диапазоне используемых частот. Однако выражение (4) дает удовлетворительные результаты во всем диапазоне соотношения  $\sigma_1 / \sigma_2$  только с учетом влияния частоты нагружения в диапазоне используемых частот, когда оно проявляется, т. е. при  $\varphi \neq 1$ . Если не учитывать это влияние на некоторых бигармонических режимах, то можно получить ошибочные значения, трехкратно превышающие действительные.

Рассмотрим другое комбинированное нагружение, характерное для летательных аппаратов, отдельные элементы которых одновременно подвергаются акустическим и аэродинамическим нагрузлениям. Конструкция откликается на акустическое воздействие с частотами, близкими к частотам соб-

ственных форм колебаний элементов. Известно, что чем выше форма колебаний, тем меньше при этом напряжения изгиба, а следовательно, отклики более высоких форм колебаний, как правило, пренебрегают. Поэтому для практических целей достаточно использовать узкую полосу частот, включающую собственную частоту, равную  $\approx 30$  Гц. Методика оценки долговечности при акустическом воздействии основана на использовании результатов усталостных испытаний конструктивных элементов при случайном или квазислучайном узкополосном нагружении симметричным изгибом с нормальным распределением его мгновенных значений. При этом максимумы (пики) имеют рэлеевское распределение. Основным параметром оценки долговечности является среднеквадратическое (эффективное) напряжение  $\bar{\sigma}_{\text{эфф}}$ , определяемое либо расчетом по заданному спектру акустических нагрузок, либо путем статистической обработки эксплуатационных нагрузок в виде кривой интегральной повторяемости. Среднеквадратическое напряжение мгновенных значений определяется

формулой  $\bar{\sigma}_{\text{эфф}} = \sqrt{\frac{1}{T_o} \int_0^{T_o} \sigma^2(t) dt}$ , где  $T_o$  — период изменения напряжений. Для гармонического нагружения (общий случай)  $\bar{\sigma}_{\text{эфф}} = \sqrt{\frac{1}{2} \sigma_a^2 + \sigma_m^2}$ , для симметричного нагружения  $\bar{\sigma}_{\text{эфф}} = 0,707 \sigma_a$ .

Таким образом, долговечность элемента конструкции при акустическом воздействии оценивается по результатам усталостных испытаний образцов на случайных узкополосных режимах симметричного вибрационного нагружения в зависимости от среднеквадратического напряжения. При этом пиковые напряжения превышают среднеквадратическое в 3 раза. Как показали результаты исследования [6], при случайном узкополосном нагружении рассеяние значений долговечности значительно меньше, чем при циклическом нагружении. Кроме того, различные режимы нагружения дают более стабильную сумму  $\sum N_i / n_i$ . При эксплуатации нагрузки акустического воздействия часто складываются с растягивающими (сжимающими) аэrodинамическими нагрузками. В простейшем случае это асимметричный случайный процесс с постоянным значением среднего напряжения. Возникают вопросы: как учитывать влияние асимметрии на долговечность в данном процессе нагружения при имеющихся данных по аналогичным симметричным режимам нагружения и можно ли в таких случаях использовать среднеквадратические значения напряжений?

Рассмотрим реализацию асимметричного узкополосного нагружения при постоянном среднем

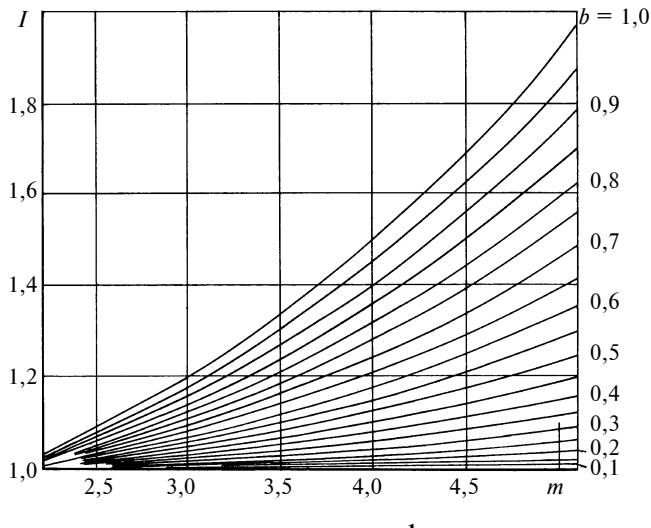


Рис. 4. Зависимости интеграла  $I = \int_0^1 |1 + b \sin 2\pi x|^{m/2} dx$  от показателя  $m$  степени кривой усталости и значения  $b = \sigma_1 / (\sigma_2 + \sigma_m)$

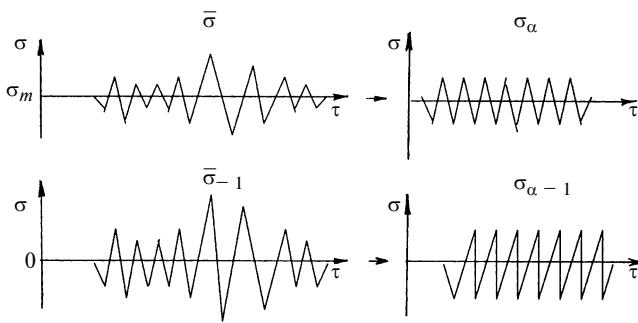


Рис. 5. Представления эквивалентных по повреждаемости реализаций

напряжении  $\sigma_m$  и числе  $n$  случайных циклов (рис. 5). Допустим, что конструкция до разрушения должна выдержать  $N_p$  реализаций с числом случайных циклов  $nN_p$  и такое же число циклов она может выдержать при циклическом нагружении с некоторой эквивалентной по повреждаемости постоянной амплитудой  $\sigma_a$  при том же среднем напряжении. Для реализации подобного (с учетом очередности циклов) случайного процесса при симметричном нагружении существует эквивалентная ему по повреждаемости амплитуда  $\sigma_{a-1}$  циклического нагружения при симметричном нагружении. Если эквивалентные амплитуды при асимметричном и симметричном циклических нагружениях создают одинаковую усталостную повреждаемость, то и эквивалентные по повреждаемости реализации случайных процессов при тех же средних напряжениях создают такую же повреждаемость. Это предположение можно проверить только экспериментом.

Учитывая, что все зависимости для определения эквивалентных по повреждаемости амплитуд при асимметричном нагружении учитывают влияние асимметрии цикла нагружения линейно (диаграммы Гудмана—Смита, Серенсена—Кинашвили) или нелинейно (диаграммы Одинга, Ширатору—Обатайя), то, очевидно, среднеквадратические напряжения при асимметричном случайном нагружении следует определять относительно его среднего напряжения  $\sigma_m$ , т. е. при  $\sigma_m = 0$  в формуле для  $\bar{\sigma}_{\text{эфф}}$ . Таким образом, используя эффективные среднеквадратические напряжения для эквивалентных циклических напряжений при симметричном нагружении  $\bar{\sigma}_{\text{эфф}} - 1 = 0,707 \sigma_{\text{экв}} - 1$ . Аналогичные напряжения относительно среднего напряжения  $\sigma_m$  для эквивалентных циклических напряжений при асимметричном нагружении  $\sigma_{\text{эфф}} = 0,707 \sigma_{\text{экв}}$ . Используя зависимость Одинга  $\sigma_{\text{экв}-1}^2 = \sigma_{\text{экв}}^2 + \sigma_{\text{экв}} \sigma_m$  как уравнение связи между эквивалентными амплитудами, получим модифицированное выражение для определения среднеквадратических напряжений при симметричном случайном нагружении, эквивалентных по повреждаемости средне-

квадратическим напряжениям асимметричного случайного процесса относительно его среднего напряжения  $\sigma_m$ :  $\bar{\sigma}_{\text{эфф}} - 1 = 0,84 \sqrt{\bar{\sigma}_{\text{эфф}} \sigma_{\text{max}}}$ .

Удобнее использовать выражение со средним напряжением, так как  $\sigma_{\text{max}}$  не является заданной величиной:

$$\bar{\sigma}_{\text{эфф}} - 1 = \sqrt{\bar{\sigma}_{\text{эфф}}^2 + 0,707 \bar{\sigma}_{\text{эфф}} \sigma_m}. \quad (6)$$

Следует учитывать, что формула Одинга для алюминиевых сплавов может давать завышенные результаты. Более универсальной является зависимость Ширатору—Обатайя [8]:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{a-1}} \left( \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_{a-1}} \right)^\gamma = 1, \quad (7)$$

где  $\gamma$  — константа материала.

Для случайных режимов в среднеквадратических напряжениях это выражение будет иметь вид:

$$\frac{\bar{\sigma}_{\text{эфф}}}{\bar{\sigma}_{\text{эфф}} - 1} \left( \frac{\bar{\sigma}_{\text{эфф}} + \sigma_m / \sqrt{2}}{\bar{\sigma}_{\text{эфф}} - 1} \right)^\gamma = 1. \quad (8)$$

Проведенные исследования по определению константы  $\gamma$  материала на образцах из алюминиевого сплава 1201АТ1 показали хорошую сходимость расчетных данных по выражениям (7) и (8) с экспериментальными. Для этого материала в отличие от других алюминиевых сплавов зависимость Одинга дает существенные отклонения, увеличивающие запас усталостной долговечности.

Для преобразования асимметричных процессов нагружения в эквивалентные по повреждаемости пульсирующие отнулевые циклы нагружения можно использовать зависимость Ширатору—Обатайя:

$$\sigma_{a0} = \sigma_a^{\gamma+1} \left( \frac{\sigma_{\text{max}}}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}}. \quad (9)$$

Выражение (9) можно преобразовать в более удобное:  $2\sigma_{a0} = (2\sigma_a)^{1-\chi} \sigma_{\text{max}}^\chi$ , где  $\chi = \gamma/(\gamma+1)$ ;  $1-\chi = 1/(\gamma+1)$ .

По аналогии с зависимостями Эрдогана, Формена, характеризующими скорости развития трещин, А. З. Воробьев [9] предложил зависимость для преобразования асимметричных процессов нагружения в эквивалентные по повреждаемости от-

нулевые циклы нагружения:  $\sigma_{a0} = \frac{\sigma_a}{(1-R)^\beta}$ , где  $R$  — коэффициент асимметрии цикла. Из предыдущего выражения легко показать, что  $\beta = \chi$ .

Комбинированное нагружение аэродинамическими и акустическими нагрузками в общем случае представляет собой широкополосный случайный

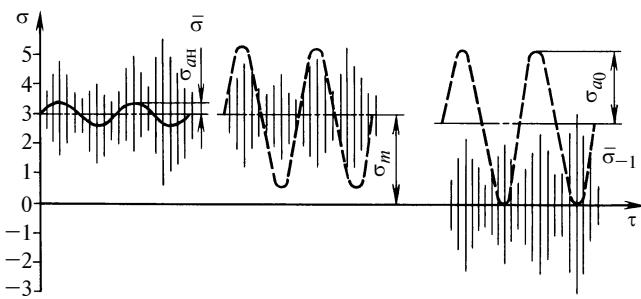


Рис. 6. Фрагмент суммирования повреждаемости при одновременном аэродинамическом и акустическом нагружениях

процесс нагружения с широким интервалом частот. Акустическое нагружение по частоте может в сотни раз отличаться от аэродинамического, поэтому вся реализация этого комбинированного нагружения состоит из двух групп — высокочастотных и низкочастотных составляющих. По методу полных циклов данную реализацию комбинированного нагружения можно схематизировать по группам составляющих: низкочастотным — аэродинамические с амплитудами, соответствующими полуразмахам нагрузления, и высокочастотным — акустические, соответствующие узкополосному случайному нагружению с фиксированными  $\bar{\sigma}_{\text{эфф}}$  относительно  $\sigma_m$  (рис. 6).

Число реализаций до разрушения будет:  $N_p = l/\eta_p$ , где  $\eta_p = \bar{\eta} + \eta$  — повреждаемость конструктивного элемента от высокочастотных и низ-

кочастотных составляющих нагрузления за одну реализацию. Новым в этой методике является то, что суммирование повреждаемости проводится с использованием двух (а не одной) исходных кривых усталости с различными асимметриями нагрузления: низкочастотной кривой усталости отнулевого нагружения и высокочастотной кривой усталости случайного узкополосного процесса нагружения в среднеквадратических напряжениях на симметричных режимах с  $\sigma_m = 0$ .

Существует множество методов схематизации реализации процесса нагружения при линейном суммировании повреждаемости, однако они не учитывают влияние предыдущего цикла на следующий за каждый составляющий цикл спектра схематизации. Можно предположить, что, формируясь случайно, но подобно экспериментально установленным рэлеевским законом воспроизведения амплитуд, отклик конструкции при случайному нагружении в какой-то степени идентифицирует повреждаемость при переходе от предыдущего цикла на следующий.

Рассмотрим статистическую реализацию комбинированного нагружения элемента конструкции многоразового космического самолета (МКС) при акустическом и аэродинамическом воздействиях (рис. 7). Вся реализация разбивается на участки (фрагменты) с постоянными или надежно усредненными (по повреждаемости) параметрами. Тогда повреждаемость за одну реализацию будет:  $\eta_p = \bar{\eta} +$

$$+ \eta = \sum_{i=1}^k \bar{\eta}_i + \sum_{i=1}^s \eta_i, \text{ где } \bar{\eta}_i \text{ и } \eta_i \text{ — повреждаемости}$$

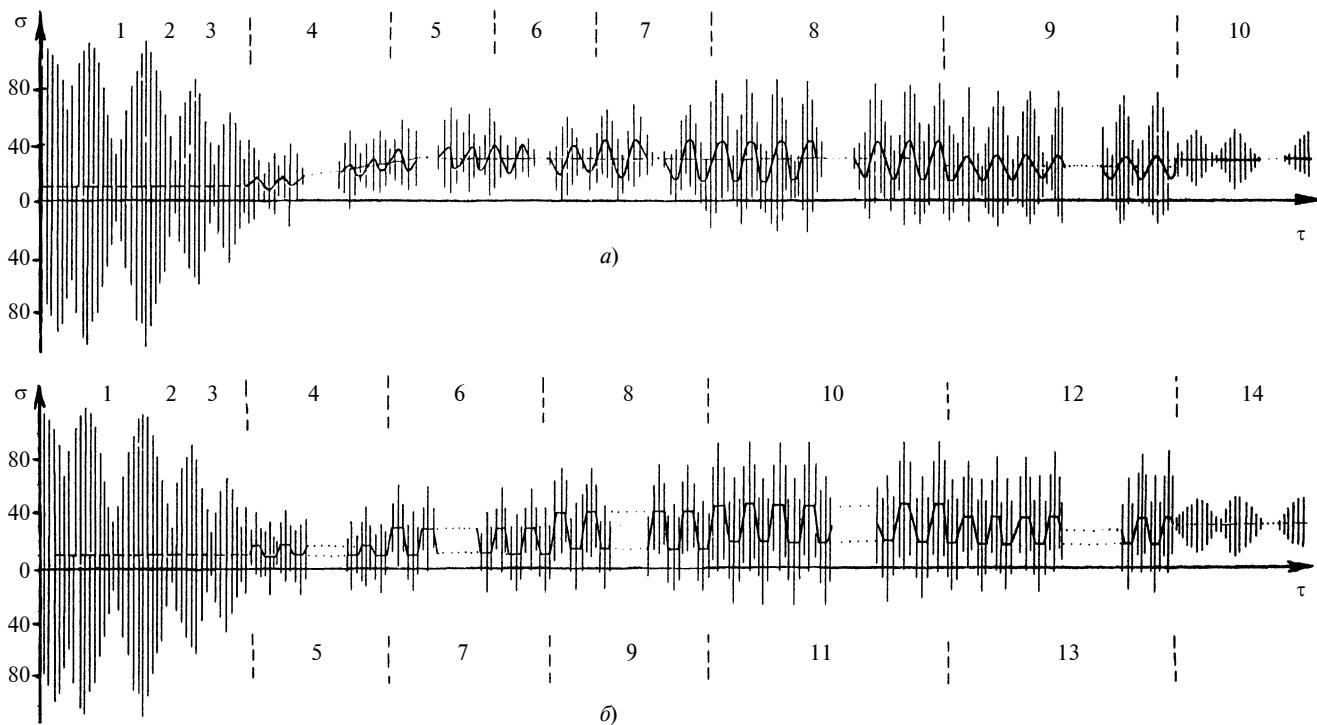


Рис. 7. Статистическая (а) и систематизированная (б) реализации программ нагружения

соответственно от высокочастотной и низкочастотной составляющих на  $i$ -м участке. Если исходные экспериментальные кривые усталости при низкочастотном отнулевом и симметричном узкополосном случайному нагружениях представить как  $(\sigma_{ai})_0^m N = C$  и  $(\bar{\sigma}_{\text{ЭФ}i})_{-1}^f N = \bar{C}$ , то для повреждаемости на  $i$ -м участке можно записать:  $\eta_i = (\sigma_{ai})_0^m \times n_i/C, \bar{\eta}_i = (\bar{\sigma}_{\text{ЭФ}i})_{-1}^f r_i/\bar{C}$ , где  $(\sigma_{ai})_0, (\bar{\sigma}_{\text{ЭФ}i})_{-1}$  — приведенные к эквивалентным по повреждаемости амплитудам отнулевого цикла нагружения низкочастотной составляющей и среднеквадратическое напряжение симметричного узкополосного режима вибрационной составляющей;  $n_i, r_i$  — числа соответственно низкочастотных и высокочастотных вибрационных циклов на  $i$ -м участке.

Тогда:

$$\eta_p = [r_1(\bar{\sigma}_{\text{ЭФ}1})_{-1}^f + r_2(\bar{\sigma}_{\text{ЭФ}2})_{-1}^f + \dots + r_k(\bar{\sigma}_{\text{ЭФ}k})_{-1}^f]/\bar{C} + [n_1(\sigma_{a1})_0^m + n_2(\sigma_{a2})_0^m + \dots + n_s(\sigma_{as})_0^m]/C. \quad (10)$$

Нижние индексы у круглых скобок означают, что амплитуды и среднеквадратические напряжения должны быть приведены к эквивалентным по повреждаемости симметричным и отнулевым циклам нагружения с использованием выражений (8), (9).

Создание испытательной системы для такого комбинированного нагружения сопряжено с большими техническими трудностями. Поэтому была создана испытательная электрогидравлическая машина (ЭГМ) с осевым односторонним нагружением, но с возможностями воспроизведения спектра напряжений, соответствующего комбинированному нагружению. Стойка управления, измерительно-управляющий комплекс из двух ЭВМ и программное обеспечение позволяют создавать нагружение с частотой до 120 Гц, осуществлять оперативный контроль реально приложенных нагрузок с точностью не менее 1,5 %. Однако реальная высокая частота нагружения, зависящая от амплитудно-частотных характеристик гидроцилиндра, изменялась в соответствии с размахами циклов в диапазоне 50–110 Гц. Воспроизведение амплитуд высокочастотных циклов на каждом участке (фрагменте) выбиралось с помощью генераторов случайных чисел на каждую тысячу циклов с учетом вероятности их распределения, близкого к рэлеевскому распределению:  $F_x = 1 - e^{1-x^2/2\sigma^2}$ , где  $\sigma$  — среднеквадратическое отклонение случайной величины.

При испытаниях использовали плоские укороченные образцы из сплава Д16ЧАТВ с учетом отрицательной асимметрии нагружения толщиной 3,5 мм с центральным отверстием диаметром 5 мм. Исследования проводили с учетом обобщенной статистической реализации нагружения элемента конструкции со спектрами напряжений при одновременном

акустическом и аэродинамическом воздействиях (см. рис. 7, а; табл. 1) Для выполнения этой реализации с учетом возможностей испытательной системы и математического обеспечения управления была разработана систематизированная реализация (см. рис. 7, б; табл. 1) с предположительно равной повреждаемостью со статистической и минимальным изменением параметров спектра нагружения. В систематизированной программе заложен принцип, применяемый для оценки долговечности при бигармоническом нагружении, который заключается в следующем: два цикла высокочастотной составляющей, расположенные на одинаковом расстоянии  $\Delta\sigma = (\sigma_{m1} - \sigma_{m2})/2$  выше и ниже среднего напряжения бигармонического процесса нагружения  $(\sigma_{m1} + \sigma_{m2})/2 = \sigma_m$ , создают усталостную повреждаемость, равную двум таким же циклам со средним напряжением  $\sigma_m$ . Таким образом, все циклы при суммировании повреждаемости от высокочастотной составляющей процесса нагружения представлялись одинаковым  $\sigma_m$  на  $i$ -м участке. В программе каждый фрагмент разбит на участки с равными по времени отрезками и фиксированными уровнями  $\bar{\sigma}$  и  $\sigma_m$ . Участки двух смежных фрагментов (например четвертого и пятого, шестого и седьмого) чередуются  $n_i$  раз. Распределение амплитуд квазиакустического нагружения на каждую тысячу циклов в долях от  $\bar{\sigma}$  приведено в табл. 2.

Таблица 1

Программа нагружения	Номер участка	$\sigma_m, \text{кг}/\text{мм}^2$	$\bar{\sigma}, \text{кг}/\text{мм}^2$	$\sigma_{\text{ан}}, \text{кг}/\text{мм}^2$	Число циклов, $r$ (половинок, $n$ )
Статистическая (см. рис. 7, а)	1	1	4	—	1250
	2	1	3	—	250
	3	1	2	—	750
	4	1–3	1	0,5	1500
	5	3	1	1	1000
	6	3	1	1,2	1250
	7	3	1	1,5	1250
	8	3	1,6	2,5	2500
	9	2,5	1,7	2,5	2500
	10	3	0,7	2,5	2500
Систематизированная (см. рис. 7, б)	1	1	4	—	(1250)
	2	1	3	—	(250)
	3	1	2	—	(750)
	4	1,8	1	—	(812)
	5	0,8	1	—	(813)
	6	3	1	—	(813)
	7	1	1	—	(812)
	8	4,2	1	—	(875)
	9	1,8	1	—	(875)
	10	4,5	1,6	—	(1250)
	11	1,5	1,6	—	(1250)
	12	3,5	1,7	—	(1250)
	13	1,5	1,7	—	(1250)
	14	1,5	0,7	—	(2500)

Таблица 2

$\sigma_a/\bar{\sigma}$	3	2,7	2,4	2,1	1,8	1,5	1,2	0,9	0,6	0,3
$n$	26	30	54	88	127	162	180	168	121	44

Таблица 3

Программа нагружения	Коэффициент к	Число образцов	$N$	$S_{\lg N_i}$	Зависимость $\sum N_i/n_i$ при $f$ , Гц		
					120 (по Одингу)	1 (по Одингу)	120 (по Ширатору—Обатайя)
Схематизированная	1	9	168	0,133	0,586	0,756	0,98*
Усеченная схематизированная	1	7	202	0,058	0,459	0,593	1,38*
Схематизированная	0,7	6	1064	0,127	1,062	1,37	1,8*
Усеченная схематизированная	0,7	5	1248	0,153	0,783	1,028	0,86*

\* Выборочно только для одного образца программы.

С помощью генераторов случайных чисел выбирается относительная амплитуда ( $\sigma_a/\bar{\sigma}$ ), которая умножается на  $\bar{\sigma}$ , добавляется к уровню  $\sigma_m$  и с учетом номинальной нагрузки воспроизводится на ЭГМ.

По систематизированной программе были проведены усталостные испытания с двумя масштабирующими коэффициентами нагружения:  $k = 1$  и  $0,7$ , а также по усеченному варианту реализации с наибольшими акустическими воздействиями (см. рис. 7, три первых участка реализации нагрузления). С помощью оперативного контроля программного обеспечения реально приложенных к образцам напряжений и числа изменений амплитуд в процессе испытания формировались таблицы полных циклов для каждого испытуемого образца. Для определения результатов суммирования повреждаемости методом полных циклов, используя зависимости Одинга и Ширатору—Обатайя, а также применения всесторонний анализ результатов суммирования с учетом влияния частоты, были получены кривые усталости для образцов при отнулевом цикле нагружения с частотами 1 и 120 Гц. Для определения константы у материала по зависимости Ширатору—Обатайя были получены усталостные долговечности образцов для двух асимметричных режимов нагружения с упомянутыми выше частотами:  $\sigma_m \pm \sigma_a = 210 \pm 40$  и  $160 \pm 40$  МПа. На каждом режиме нагружения испытывалось пять—девять образцов.

Экспериментальные исследования показали, что влияние частоты составляет примерно 30 % долговечности ( $N_f = 120/N_f = 1 \approx 1,3$ ). Константа  $\gamma$  в выражении Ширатору—Обатайя для асимметричных режимов практически одинаковая, т. е.  $\gamma = 0,467$ . Амплитуда низкочастотной (аэродинамической) составляющей суммирования повреждаемости определялась выражением  $\sigma_a = p\bar{\sigma}_{\text{эфф}} + \sigma_{\alpha i}$ , где  $p = (\sigma_{\max} - \sigma_m - \sigma_{\alpha i})/\bar{\sigma}_{\text{эфф}} = 3$  (пик-фактор).

Приведенные в табл. 3 суммы чисел циклов, полученные методом полных циклов с использованием формулы Одинга и параметров кривых усталости при отнулевом цикле нагружения с частотами 1 и 120 Гц, существенно отличаются от единицы. Зависимость Ширатору—Обатайя тоже не дает приемлемых результатов. Суммы относительных чисел циклов различных программ могут различаться в 2 раза.

На основании анализа результатов можно сделать предположение, что частота нагружения оказывает значительно меньшее влияние на сумму относительных чисел циклов, чем неучет влияния предыдущего цикла на следующий цикл при суммировании повреждаемости методом полных циклов.

При расчете числа реализаций до разрушения по предложенной методике, т. е. по зависимости (10), использовалось отношение  $\sigma_a - 1/\bar{\sigma}_{\text{эфф}} - 1 \approx 2$ , полученное для образцов из сплава Д16АТ А. И. Панкратовым [6]. С использованием параметров  $m$  и  $C$  кривой усталости при отнулевом нагружении с частотой 1 Гц, зависимости (7) и  $\gamma = 0,467$  определялись повреждаемости низкочастотных составляющих фрагментов на эквивалентных режимах при отнулевом циклическом нагружении. А с учетом параметров  $f = m$ , соотношения  $\sigma_a - 1/\bar{\sigma}_{\text{эфф}} - 1$  [6], зависимости (8),  $\gamma = 0,467$  и коэффициента влияния частоты нагружения  $\varphi = 1,3$  определялись повреждаемости высокочастотных составляющих фрагментов на эквивалентных режимах симметричного узкополосного случайного нагружения. Таким образом, низкочастотную составляющую суммирования для каждого участка реализации преобразовывали в эквивалентную по повреждаемости при отнулевом нагружении по выражению (7), а высокочастотную асимметричную случайную — в эквивалентную симметричную случайную составляющую по выражению (8).

Приведенные в табл. 4 расчетные значения числа  $N_p$  реализаций до разрушения для всех программ нагружения удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными.

Таблица 4

Программа нагружения	Коэффициент к	$\bar{N}$	$N_p$	$N_p/\bar{N}$
Статистическая Систематизированная	1	168	197 196	1,17 1,17
Усеченная	1	202	230	1,14
Статистическая Систематизированная	0,7	1064	1168 1159	1,10 1,09
Усеченная	0,7	1248	1367	1,10

Результаты расчетов по статистической и систематизированной реализации практически совпадают, что свидетельствует об удовлетворительной систематизации процесса нагружения. Особенно важно то, что методика одинаково удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными, полученными на режимах с различными коэффициентами нагружения ( $k = 1$  и  $0,7$ ), что может быть использовано при форсированных усталостных испытаниях. Возможно это связано с большой повреждаемостью образцов на первых трех участках, представляющих собой усеченную реализацию. Однако обнадеживающим является то, что влияние последующих участков нагружения в реализациях других программ удовлетворительно учитывается при расчетах. Можно предположить, что это связано с более правильной оценкой повреждаемости посредством использования результатов усталостных испытаний конструктивных элементов при случайном узкополосном нагружении.

К этому следует добавить, что линейный участок кривых усталости в логарифмических координатах при случайном нагружении лежит значительно ниже аналогичных участков при гармоническом нагружении и достигает (по напряжениям)  $25 \div 30$  МПа для образцов из алюминиевых сплавов.

Следует отметить, что изучение и использование закономерностей отклика конструкции на различные воздействия при эксплуатации могут быть полезными при определении их прочности и усталостной долговечности. И хотя применяемые программы нагружения в последнем эксперименте имеют одностороннее (осевое) сложное нагружение, имитирующее комбинированное осевое аэ-

родинамическое и изгибающее акустическое нагружения, оценка усталостной долговечности при этом может иметь только небольшой запас, обусловленный менее сильным по повреждаемости изгибающим нагружением, чем растягивающее.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Tanaka T. Effect of the Superimposed Stress of High Frequency on Fatigue Strength. Bull. ISME, V. 11. N 43. 1968.
2. Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. Расчет деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. М.: Машиностроение, 1985.
3. Слобин Б. З., Трофимов О. Ф. Статистический анализ измерений случайной нагруженности для оценки накопления усталостного повреждения // Вестник машиностроения. 1985. № 10.
4. Завериюха Г. Г. Определение усталостной долговечности конструктивных элементов при бигармоническом нагружении. М.: ЦАГИ. Ученые записки ЦАГИ, Т. IV. № 2. 1973.
5. Завериюха Г. Г. Усталостная долговечность при полигармоническом процессе нагружения // Вестник машиностроения. 1980. № 5. С. 9–12.
6. Панкратов А. И. Исследование эквивалентности усталостного повреждения при случайных и циклических нагрузках в акустическом спектре частот // Сб. работ по выносливости авиационных конструкций. М.: ЦАГИ. Ученые записки ЦАГИ, Вып. 1417. 1972.
7. Богданов Б. Ф. Влияния наложения вибрационной нагрузки на статическую выносливость сплавов Д16АТ и 30ХГСА. М.: ЦАГИ, Вып. 148. 1958.
8. Shiratory E. and Obataya Y. Effect of Mean Stress on the Low-Cycle Fatigue Strength. Stress Amplitude-Mean Stress Relation for a Given Life. Bull. ISME, V. 12. N 54. 1969.
9. Сопротивление усталости элементов конструкций / А. З. Воробьев, Б. И. Олькин, В. Н. Стебенев, Т. С. Родченко. М.: Машиностроение, 1990.

УДК 621.822

В. А. МАКСИМОВ, д-р техн. наук, Т. В. МАКСИМОВ (Казанский ГТУ),  
В. К. ХАЙСАНОВ, Е. А. НОВИКОВ, кандидаты технических наук (ЗАО "НИИтурбокомпрессор", г. Казань)

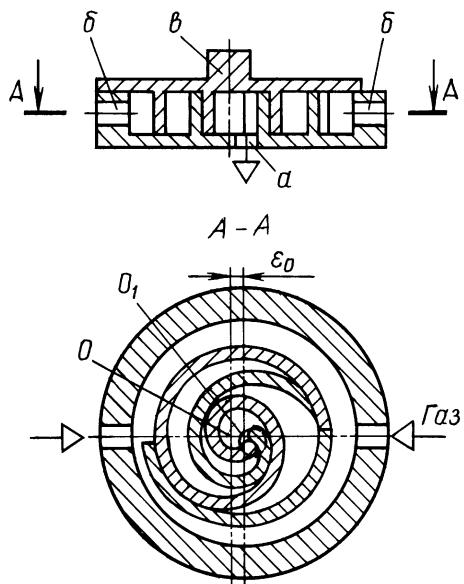
## Экспериментальные исследования упорных подшипников скольжения с первоначально параллельными поверхностями при орбитальном движении ротора

Приведено описание экспериментального стенда, воспроизводящего кинематику и динамику спиральных компрессоров, а также результаты исследований упорных подшипников с первоначально параллельными поверхностями при орбитальном движении ротора. Испытаны семь вариантов подшипников, даны рекомендации по выбору материалов подшипников.

An experimental test bench, simulated a kinematics and dynamics of spiral compressor, is described. Investigation results of thrust friction bearings with initially parallel surfaces at a rotor's orbital motion are presented. Seven variants of bearings have been tested, and the recommendations on the gearing material choice have been given.

Потребность в высокоэкономичной, надежной, компактной и малошумной компрессорной машине привела к созданию в начале 1980-х годов спиральных компрессоров. Они относятся к машинам объемного принципа действия.

Конструктивная схема спирального компрессора (СПК) включает две спирали, ведущий вал с эксцентриком, корпус и другие узлы, обеспечивающие заданное движение и правильное взаимодействие деталей компрессора. Каждая спираль компрессора (обе спирали одинаковые) одним своим торцом соединена с плитой (или платформой) или изготовлена с ней как одно целое. Свободными



**Рис. 1. Взаимное положение спиралей в момент начала сжатия газа во внешних парных полостях**

торцами спирали вставлены одна в другую (рис. 1) с разворотом на  $180^\circ$  одна относительно другой. Одна из спиралей неподвижна, она соединена с корпусом компрессора. Вблизи ее оси имеется отверстие  $a$  для выхода сжатого газа, который подводится через два отверстия  $b$ . Другая спираль — подвижная, имеет хвостовик  $b$ , которым шарнирно соединяется с эксцентриком ведущего вала. Оси спиралей смешены на величину  $\varepsilon_0$ , равную эксцентриситету вала, оставаясь параллельными между собой.

Между спиральями (две или больше) всегда образуются парные замкнутые полости, объем которых при относительном движении спиралей изменяется. В положении, показанном на рис. 1, две внешние парные полости заполнены газом, две внутренние — соединены с отверстием  $a$ . Подвижная спираль не может вращаться вокруг своей оси. Она должна совершать только орбитальное движение по окружности радиусом  $\varepsilon_0$  вокруг оси неподвижной спирали (может быть и иная траектория).

В спиральных компрессорах значительны осевые и суммарные газовые и центробежные силы, действующие на подвижную спираль. Орбитальное движение этой спирали обуславливает специфические требования к конструкции упорного подшипника, который помимо уравновешивания осевой нагрузки в ряде случаев выполняет функции устройства, удерживающего спираль от вращения вокруг своей оси.

При больших осевых нагрузках в СПК используются упорные подшипники скольжения, и они в основном определяют надежность и долговечность работы компрессоров в целом. Как известно, изнашивание подшипников скольжения можно или исключить, если обеспечить режим жидкостного тре-

ния в зоне контакта поверхностей, или уменьшить в сотни раз при полужидкостном режиме.

Исследование конструкций упорных подшипников скольжения фирм-производителей спиральных компрессоров, таких как Maneugor (Франция) и Copelend (США), показало, что рабочие поверхности неподвижных опор (подпятников) имеют различные профили. Упорный подшипник фирмы Maneugor имеет ступенчатые несущие поверхности, так называемые ступени Релея. Глубина ступени составляет  $3 \div 5$  мкм. Подшипник фирмы Copelend имеет конусную форму в радиальном направлении (поверхность имеет форму перевернутой тарелки) с линейной конусностью  $5 \div 6$  мкм. Профилюирование поверхностей осуществляется с целью гарантированного образования при работе гидродинамического смазочного слоя, разделяющего трещищиеся поверхности, что исключает их изнашивание. Однако столь малые размеры профилей существенно усложняют технологию изготовления подшипников и предъявляют жесткие требования к чистоте смазочного материала. Даже незначительное попадание абразивных частиц или продуктов износа приведут к быстрому изнашиванию и исчезновению этих профилей.

Между тем в технике широкое распространение получили смазываемые подшипники с параллельными рабочими поверхностями. В качестве примеров можно привести торцевые уплотнения, направляющие станков, поршневые кольца и обычные гребенчатые упорные подшипники [1]. В аксиально-поршневых насосах широко используются упорные подшипники, состоящие из нескольких секторных плоских подушек, разделенных радиальными канавками [2, 3]. Они просты по конструкции и имеют небольшую осевую протяженность.

Целью данной работы является экспериментальная проверка возможности обеспечения режимов жидкостного или полужидкостного трения в упорных подшипниках скольжения с первоначально параллельными поверхностями при орбитальном движении ротора применительно к спиральным компрессорам.

Конструкция экспериментального стенда полностью воспроизводит условия работы упорных подшипников бессальниковых спиральных компрессоров с встроенным электродвигателем. Корпус 10 стенд (рис. 2) является статором электродвигателя, который заполнен маслом ХС-40 в объеме 2,2 л с уровнем выше нижнего подшипника 3. В роторе 1 электродвигателя вдоль оси вала имеется сквозное отверстие, нижний конец которого соединен с импеллером 2, засасывающим масло из масляной полости и проталкивающим его через отверстие вверх. На выходе из ротора (рис. 3) масло проходит через опорный подшипник скольжения 3 и разбрызгивается на упорный подшипник 8, прой-

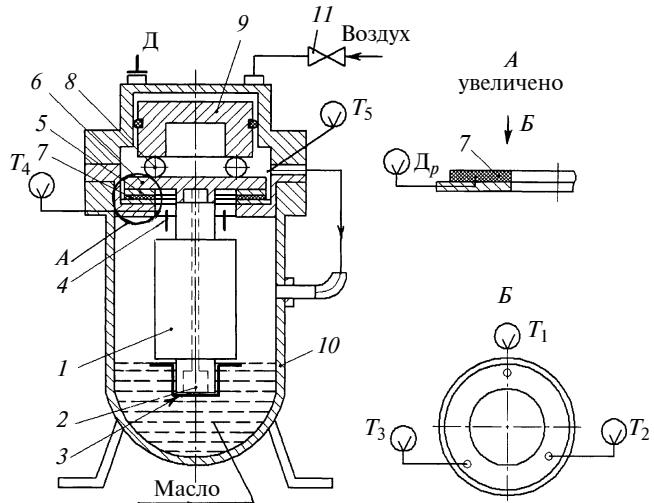


Рис. 2. Схема экспериментальной установки:

1 — ротор электродвигателя; 2 — импеллер; 3 — нижний опорно-упорный подшипник; 4 — верхний опорный подшипник; 5 — подвижное стальное кольцо упорного подшипника; 6 — подвижная втулка; 7 — неподвижное упорное кольцо подшипника; 8 — шариковая опора; 9 — поршень; 10 — корпус стенда; 11 — регулирующий вентиль; Д — датчик давления;  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$  — температура упорного кольца (в трех точках);  $T_4$ ,  $T_5$  — температура масла на подводе и сливе;  $D_p$  — датчик давления в сма佐чном слое

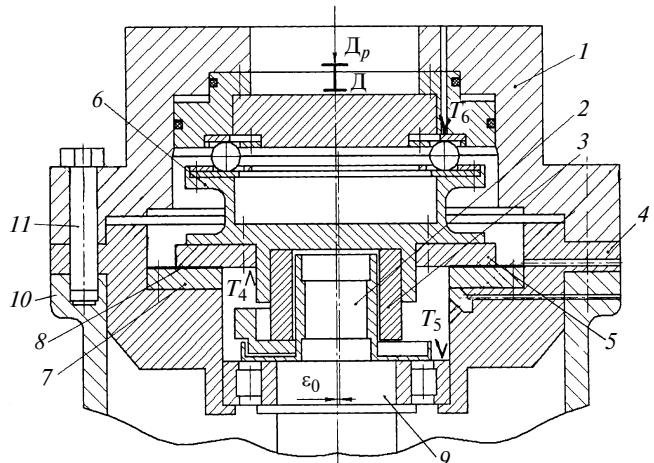


Рис. 3. Узел испытуемого упорного подшипника:

$T_6$  — температура в противоповоротном устройстве

дя через который, масло сливаются обратно в корпус. Температура масла на входе ( $T_4$ ) и сливе ( $T_5$ ) (см. рис. 2) из упорного подшипника измеряется хромель-копелевыми термопарами диаметром 0,2 мм с выводом на электронный потенциометр КСП-4.

Привод эксцентрика 2 (см. рис. 3) осуществляется от вала 9, который является продолжением ротора электродвигателя трехфазного тока мощностью 3 кВт. Частота вращения электродвигателя постоянна —  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ . Ось вала 9 строго параллельна оси эксцентрика 2 и расположена с эксцентрикитетом  $\epsilon_0 = 3,57 \text{ мм}$ . Вал 9 вращается в двух опорных подшипниках 3 и 4 (см. рис. 2), находя-

щихся на одной оси. Вместе с валом 9 (см. рис. 3) вращается и эксцентрик 2 вокруг оси вала.

Осевая нагрузка на упорный подшипник создается давлением на поршень 9 (см. рис. 2) сетевого воздуха, регулируемого вентилем 11. Поршень 9 передает осевую нагрузку подвижной втулке 6 через шариковые опоры 8, которые состоят из отдельных шариков, помещенных в гнезда. При этом шарики, играя роль противоповоротного устройства, препятствуют повороту подвижной втулки 6 вокруг своей оси. Подвижная втулка 6 передает осевую нагрузку прикрепленному к ней стальному кольцу 5 упорного подшипника. Для измерения давления воздуха использовался образцовый манометр класса 0,4. Разработан также вариант приложения осевой нагрузки через динамометр сжатия. При этом используется динамометр марки ДОСМ-3-0,5 с диапазоном нагрузок  $0 \div 500 \text{ кгс}$  с ценой деления 0,2 %.

Упорный подшипник (см. рис. 3) представляет собой пару трения, которая состоит из двух колец: подвижного стального 5 и сменного 7, свободно посаженного в стальную втулку 4, которая образует корпус для неподвижного упорного кольца 7 и вместе с ним установлена в корпус 10. Сверху на втулку 4 установлена крышка 1 с отверстиями под болты 11, которые крепят крышку 1 и втулку 4 к корпусу 10 установки.

Стенд позволяет проводить испытания упорных подшипников при следующих параметрах: окружная скорость орбитального движения в паре трения —  $1,12 \text{ м/с}$ ; осевая нагрузка на упорный подшипник —  $0 \div 5000 \text{ Н}$ .

Программой исследований предусматривались испытания упорных подшипников с плоскопараллельными несущими поверхностями из материалов: *а* — баббит Б83; *б* — фторопласт Ф4; *в* — фторопласт Ф4К15М5; *г* — чугун СЧ20; *д* — самосвя-занный карбид кремния. Упорный гребень (подвижное кольцо 5) упорного подшипника изготовлен из стали 40Х.

Подпятник (неподвижное кольцо 7 в варианте *а*) представлял собой стальное кольцо с антифрикционным слоем из баббита Б83, нанесенным плазменным напылением (изготовитель ЗАО "НИИтурбокомпрессор", г. Казань). Габаритные размеры кольца показаны на рис. 4. Подпятник в варианте *б* имел фторопластовое покрытие Ф4, соединенное со стальным кольцом (изготовитель "Вингз-ЛТД", г. Чебоксары). Эта фирма освоила и внедряет различные конструкции и технологии нанесения фторопластовых покрытий на вкладыши подшипников и сегменты подпятников. Одно из ее нововведений — замена баббитовой заливки на фторопластовые поверхности скольжения. Это стало возможным благодаря разработанным современным фторопластовым композиционным материалам и их физико-механическим свойствам.

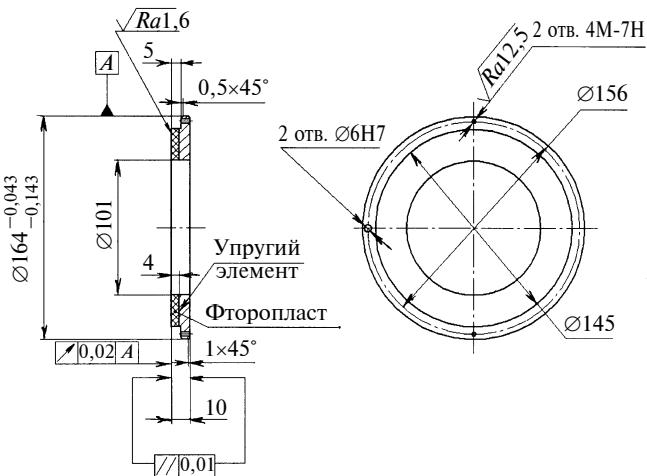


Рис. 4. Подпятник с антифрикционным покрытием из фторопласта Ф4К15М5

Для повышения жесткости, теплопроводности, стойкости к истиранию, снижения деформации под нагрузкой и коэффициента термического расширения к фторопласту-4 добавляют различные наполнители. В качестве наполнителей используют в основном неорганические материалы: измельченное стекловолокно, углеволокно и другие неорганические волокна, коксовую муку, бронзу, асбест, дисульфид молибдена, медный железняк, никелевый порошок, нитрид бора, фторид кальция, кварц, графит, циркониевую муку. Введение во фторопласты таких наполнителей, как стекловолокно, графит, бронза, кокс, дисульфит молибдена, позволяет в 200÷1000 раз уменьшить их износ, в несколько раз увеличить теплопроводность, в 5÷10 раз повышается прочность при сжатии и твердость.

Подпятники с покрытием из фторопласта Ф4 были изготовлены в двух вариантах: в виде цельного кольца и с маслоподводящими канавками (рис. 5). Подпятник с покрытием из фторопласта Ф4К15М5 (вариант в) от предыдущих вариантов отличался тем, что между фторопластовым покрытием и стальным основанием имелся упругий элемент из бронзовых пружин, обеспечивающих равномерное распределение нагрузки по рабочей поверхности (см. рис. 4).

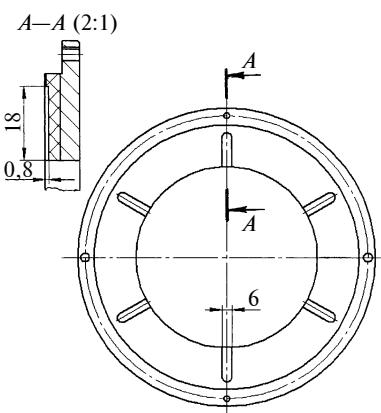


Рис. 5. Подпятник с маслоподводящими канавками

Подпятники из чугуна СЧ20 (вариант г) были изготовлены в виде гладкого кольца и с маслоподводящими канавками.

Последний вариант, д, подпятника был изготовлен из самосвязанного карбида кремния (изготовитель фирма ООО "АТВ", г. Самара). Композиционный материал карбид кремния относится к абразивным материалам. Эти материалы разделяются на природные (например, алмаз, корунд и т. п.) и искусственные, как например, карбид кремния. Карбид кремния состоит из  $\alpha$ -модификации SiC и выпускается в виде зеленого и черного карбидов идентичных химических составов. В данном случае были поставлены для испытаний фирмой ООО "АТВ" кольца из карбида кремния черного цвета. Цвет указывает на количество примесей в карбиде кремния: в зеленом их меньше, чем в черном. Поэтому черный карбид кремния является более хрупким материалом.

Таким образом, испытывали семь вариантов упорных подшипников, отличающихся антифрикционными материалами поверхностей трения и их геометрией.

В процессе экспериментов контролировали: осевое усилие, действующее на упорный подшипник; температуры масла:  $T_4$  на входе и  $T_5$  на сливе из подшипника; температуры  $T_1$ ,  $T_2$  и  $T_3$  в трех точках подпятника, расположенных на разных диаметрах и в разных сечениях, температура  $T_6$  противововоротного устройства; расход  $q$  смазочного материала через упорный подшипник, который определяли с использованием мерного цилиндра и секундометра. Давление в смазочном слое контролировали образцовым манометром класса 0,4. Импульс давления (см. рис. 2) отбирался из смазочного слоя через отверстие диаметром 0,5 мм, расположенное на среднем радиусе подпятника, и передавался через медную капиллярную трубку с отверстием диаметром 0,3 мм. Все измеряемые величины регистрировались при установившемся режиме работы стенда. За установившийся был принят такой режим, при котором измеряемые температуры при постоянной частоте вращения и фиксированном осевом усилии изменялись в течение 3 мин не более чем на 1 °C. Каждые испытания повторялись трижды. По окончании испытаний каждого варианта упорного подшипника проводилась ревизия.

Как уже отмечалось, испытанные подшипники относятся к опорам с параллельными поверхностями трения. Возникновение гидродинамической несущей способности таких опор Фогг попытался объяснить тепловым расширением смазочного материала в зазоре ("тепловой клин" или "эффект Фогга"), а Камерон — изменением его вязкости ("вязкостный клин" или "эффект Камерона") [1].

Карай, Броклей, Дворак [4] теоретически и экспериментально исследовали явление "теплового

"клина" или "эффекта Фогга". Они численно решили задачу течения смазочного материала в адиабатной постановке с учетом изменения его плотности в зависимости от температуры. Хотя в результате расчетов была получена незначительная несущая способность и при этом теоретические значения отличались от экспериментальных в несколько раз, авторы утверждают, что источником несущей способности при относительном движении плоскопараллельных пластин является тепловое расширение смазочного материала.

Проверка гипотезы "вязкостного клина" показала [5], что при учете изменения температуры смазочного материала по толщине слоя между параллельными пластинами возникает не положительное, а отрицательное давление, т. е. пластины притягиваются друг к другу. Исследования Робинсона и Камерона [6] показали, что несущая способность плоскопараллельных пластин образуется в результате тепловой деформации неподвижного элемента.

Проведенные автором эксперименты показали, что во всех испытанных вариантах подшипников гидродинамическое давление в смазочном слое отсутствует.

Как показали эксперименты, распределение температур по ширине кольца ( $T_1$ ,  $T_2$  и  $T_3$ ) практически постоянно, отличие составляет не более  $2 \div 3$  °C (таблица). Более того, температуры окружающей среды ( $T_4$ ) и на сливе масла из корпуса ( $T_5$ ) также практически мало отличаются от температуры рабочих поверхностей подшипника. Несколько ниже температура  $T_6$  в противоповоротном устройстве. С ростом нагрузок температуры во всех точках возрастают, однако характер их распределения сохраняется. Аналогично они ведут себя и в зависимости от продолжительности работы. Характер распределения температур не зависит также от материалов пар трения. Отличие имеется в уровне температур: для под пятников со фторопластовым покрытием они несколько выше.

Это объясняется тем, что теплота, исходящая от встроенного электродвигателя и в результате трения в механизме движения установки, может отводиться только вследствие теплопроводности корпуса. Смазочная система обеспечивает лишь капель-

ное смазывание и практически не влияет на отвод теплоты от подшипника. Таким образом, корпус установки представляет собой своеобразный термостат, что и приводит к равномерному распределению температур. Отсутствие градиентов температур исключает возможность возникновения существенных температурных деформаций, т. е. поверхности трения упорного подшипника остаются плоскопараллельными. Таким образом, в испытанных подшипниках отсутствуют условия, обеспечивающие гидродинамический режим трения. При наличии смазочного слоя в этих случаях реализуется режим граничного или полужидкостного трения. Поэтому большое значение приобретает выбор материалов пар трения.

Анализ результатов стендовых испытаний показал, что с точки зрения износстойкости наиболее приемлемым материалом для подшипников скольжения является карбид кремния: на рабочей поверхности таких подшипников следов изнашивания не обнаружено. Однако кольца, изготовленные из этого материала, достаточно дорогие и их использование может быть оправдано лишь при серийном производстве. Упорный подшипник с покрытием рабочей поверхности баббитом B83 не может быть рекомендован к применению, так как упорный подшипник работает при высоких (более 120 °C) температурах, а длительная работа при таких температурах приводит к разрушению баббитового слоя. Кроме того, в начальный момент работы, когда температура на рабочих поверхностях ниже 50 °C, полностью отсутствует прокачка масла через подшипник, и если фторопласт, чугун и карбид кремния могут работать в режиме сухого трения, то для баббита это недопустимо. Следует отметить, что в условиях работы реального спирального компрессора температуры упорного подшипника могут быть выше из-за выделения теплоты вследствие сжатия газа рабочими спиральюми. Упорный подшипник с покрытием из фторопласта Ф4К15М5 не может быть рекомендован к применению в спиральных компрессорах, так как в процессе испытаний были обнаружены значительный износ покрытия и его отслаивание от стальной основы. Можно рекомендовать к применению упорный подшипник с покрытием из фторопласта Ф4, однако такие подшипники имеют достаточно высокую стоимость, а технология их производства не отлажена.

Наиболее приемлемым для условий производства является упорный подшипник из чугуна СЧ20. При практически равных температурах рабочих поверхностей подшипников из исследованных материалов поверхность из чугуна СЧ20 не имеет следов значительного изнашивания.

Маслоподводящие канавки на рабочих поверхностях подшипников из чугуна СЧ20 и с фторопластовым покрытием Ф4 не привели к существенным изменениям температуры и расхода смазочного ма-

#### Распределение температур в опоре в зависимости от нагрузки

T, °C	P, H					
	500	1000	2000	3000	4000	5000
$T_1$	95,9	96,0	96,4	97,2	98,1	99,3
$T_2$	95,6	96,0	97,8	99,9	101,9	103,5
$T_3$	94,9	95,0	95,4	96,0	96,8	98,2
$T_4$	95,6	95,8	96,6	98,0	99,8	102,7
$T_5$	91,0	91,6	91,7	92,1	92,6	93,7
$T_6$	84,5	84,8	85,2	85,5	86,1	87,0
q, мл/ч	—	60	42	55	65	60

териала через подшипники. Изменение температуры происходило в основном из-за выделения теплоты от встроенного электродвигателя.

Эксперименты показали также недостатки смазочной системы спиральных компрессоров с встроенными электродвигателями. Большой удельный вес механического трения в них требует организации надежного смазывания трущихся узлов. Помимо известных функций, выполняемых маслом в роторных компрессорных машинах, добавляется еще одна — охлаждение деталей компрессора, а точнее — снижение градиента температуры в его основных деталях — спиралях и упорных подшипниках.

Импеллер, присоединенный снизу к приводному валу (см. рис. 2), практически не создает напора и обеспечивает лишь капельное смазывание подшипников, не оказывая влияния на тепловое состояние узлов трения. Охлаждение происходит лишь за счет всасываемого в компрессор газа. Таким образом, периферия спирали находится в среде поступающего на всасывание рабочего вещества и им охлаждается. Центральная часть спиралей нагревается от сжатого рабочего вещества и от трения торцевых уплотнений спиралей о днище платформ. Особенно нагревается центральная часть неподвижной спирали возле выпускного отверстия (см. рис. 1), где интенсивен теплообмен между движущимся газом и металлом платформы. Не имея возможности свободно расширяться, центральная часть платформы, стянутая менее нагретой периферией, словно обручем, выпучивается. В этой наиболее важной зоне увеличиваются зазоры, в результате чего ухудшаются показатели машины, но

могут возникнуть и более неприятные явления. Во избежание этого центральная часть платформы нуждается в более интенсивном охлаждении, что особенно актуально для низкотемпературных холодильных спиральных компрессоров.

Проблема может быть решена, если использовать автономную (выносную) смазочную систему, содержащую маслонасос, фильтр и теплообменник. Изменяя подачу насоса, устанавливая с помощью теплообменника требуемую температуру масла, можно эффективно регулировать тепловой режим работы компрессора в целом.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лебек.** Несущая способность при параллельном скольжении в режиме смешанного трения. Ч. 1. Экспериментальные данные // Проблемы трения и смазки. 1987. № 1. С. 119—127.
2. **Дроздов Ю. Н., Арчегов В. Г., Тимохова А. П.** Исследование износстойкости материалов применительно к гидронасосам // Машиноведение. 1977. № 2. С. 105, 106.
3. **Расчет** гидродинамической опоры с учетом теплового потока в масляном слое / А. Д. Балкинд, Е. Г. Василенко, А. Г. Плюшков, С. Н. Рождественский // Вестник машиностроения. 1973. № 8. С. 21—24.
4. **Каррай, Броклей, Дворак.** Тепловой клин в пленке смазки упорных подшипников с параллельными поверхностями // Теоретические основы инженерных расчетов. 1965. № 4. С. 6—15.
5. **Подольский М. Е.** К гидродинамике неизотермического смазочного слоя // Изв. АН СССР. Механика. 1965. № 2. С. 26—32.
6. **Robinson C. L., Cameron A.** Studies in hydrodynamic thrust — bearing // Philosophical Trans. Roy Soc. 1975. N 1283. P. 351—395.

УДК 621.825:623.318.2

А. Я. КРАСИЛЬНИКОВ, д-р техн. наук (УГТУ-УПИ, г. Екатеринбург),  
А. А. КРАСИЛЬНИКОВ (ОАО "СвердНИИХиммаш, г. Екатеринбург)

## Применение постоянных высококоэрцитивных магнитов разных марок в стандартных магнитных муфтах

Сравниваются силовые характеристики постоянных высококоэрцитивных магнитов различных марок (оксидно-бариевые и из сплавов на основе редкоземельных элементов), применяемых в магнитных муфтах в виде прямоугольных призм. Применение разных постоянных магнитов одинаковых размеров позволяет изготавливать магнитную муфту с разными крутящими моментами, но с одинаковыми габаритными размерами.

A comparison of power characteristics of different permanent high-coercivity magnets (oxide-baric ones and alloys based on rare-earth elements), used in magnetic clutches in view of rectangular prism, is made. Application of different permanent magnets of the same dimensions allows produce the magnetic clutch with different driving torques, but with the same overall dimensions.

В последнее время разработчики оборудования проявляют интерес к использованию стандартных магнитных муфт [1, 2] в конструкциях герметичных машин, особенно в герметичных насосах (ОАО "ЭНА", г. Щелково; ОАО НПП "Адонис", г. Чайковский; ЗАО "Катайский насосный завод", г. Катайск; ОАО "Екатеринбургский насосный завод", г. Екатеринбург), причем в одних и тех же муфтах устанавливаются высококоэрцитивные постоянные магниты разных марок — оксидно-бариевые и из сплавов редкоземельных элементов: самарий—cobальт (Sm—Co) и не-

одим—железо—бор (Nd—Fe—B). Применение разных постоянных магнитов одинаковых размеров позволяет изготавливать магнитные муфты с различными вращающими моментами, но при этом с одинаковыми габаритными размерами.

Постоянные магниты характеризуются остаточной индукцией. Для оксидно-бариевых магнитов марки 16БА19О ГОСТ 24063—80 остаточная индукция  $B_r = 0,3 \div 0,35$  Тл, для магнитов из сплава КС-37 (Sm—Co) по ТУ 48-4-411—78 или ТУ 48-4-415—79  $B_r = 0,77 \div 0,9$  Тл, из сплава КС-25ДЦ (Sm—Co) по ТУ 48-4/0531-6—92  $B_r = 0,82 \div 1,07$  Тл, из сплава Ч36Р (Nd—Fe—B) по ТУ 6391-002-55177547—2005  $B_r = 0,60 \div 1,22$  Тл (изготовитель постоянных магнитов из сплавов редкоземельных элементов — ООО "ПОЗ-ПРОГРЕСС", г. Верхняя Пышма).

В зависимости от марки магнита остаточная индукция постоянных магнитов из одной партии может находиться в интервалах, указанных выше. Для получения постоянных магнитов с близкими остаточными индукциями предприятия-изготовители партию магнитов распределяют по группам (рис. 1). Магниты из сплавов КС-37 и КС-25ДЦ подразделяются по магнитным параметрам на четыре группы, магниты из сплава Ч36Р — на семь групп, а оксидно-бариевые магниты марки 16БА19О на группы не делятся, так как их магнитные параметры после изготавления довольно близки между собой.

Основным показателем магнитной муфты является передаваемый вращающий момент, который зависит от удельной силы сдвига, возникающей при смещении одного магнита относительно другого (сила взаимодействия постоянных магнитов [3]). На рис. 2 показана схема расположения двух магнитов и удельная сила  $f_c$  сдвига при смещении верхнего магнита относительно

нижнего по оси  $X$ . Размеры верхнего и нижнего магнитов в магнитных муфтах — одинаковые: ширина —  $A$ ; длина —  $B$ ; толщина —  $H$ . На рис. 2 обозначены:  $J$  — намагниченность магнита (стрелка указывает направление намагниченности);  $\delta$  — воздушный зазор между магнитами.

На рис. 3 показано изменение удельной силы  $f_c$  сдвига (экспериментальные данные) для магнитов разных марок в зависимости от воздушного зазора  $\delta$  между магнитами при смещении верхнего магнита относительно нижнего на расстояние  $A/2$  (см. рис. 2), при котором наблюдается максимальная сила взаимодействия между магнитами.

Анализируя рис. 3, можно сделать следующие выводы:

изменение удельной силы сдвига оксидно-бариевых магнитов 16БА190 (линия 1) в диапазоне изменения воздушного зазора  $3 \div 12$  мм происходит в интервале  $1,4 \div 0,55$  Н/см<sup>2</sup> (уменьшение в 2,5 раза), моментов из сплава КС-37 (Sm—Co) —  $7,8 \div 28$  Н/см<sup>2</sup> (уменьшение в 2,8 раза), магнитов из сплава Ч36Р (Nd—Fe—B) —  $13,8 \div 6,3$  Н/см<sup>2</sup> (уменьшение в 2,2 раза);

удельная сила сдвига магнитов 16БА190 в зависимости от зазора изменяется практически линейно, а магнитов из сплава КС-37 и Ч36Р — нелинейно;

удельная сила сдвига магнитов из сплава Ч36Р (соответственно, и вращающий момент магнитной муфты) при воздушном зазоре от 3 до 12 мм в  $9,8 \div 11,4$  раза больше, чем магнитов 16БА190 и в  $1,7 \div 2,2$  раза больше, чем магнитов из сплава КС-37.

Однако не надо забывать, что с увеличением температуры остаточная индукция постоянных магнитов падает и, соответственно, уменьшается вращающий момент магнитной муфты, который

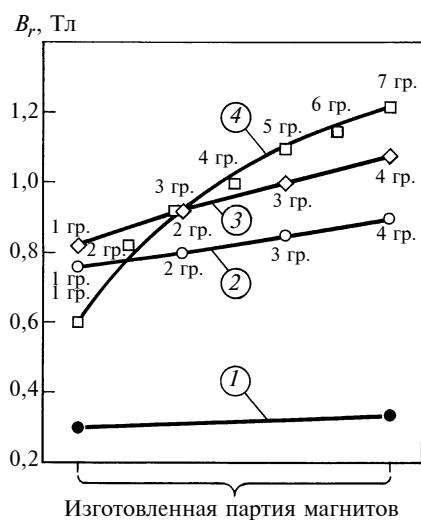


Рис. 1. Остаточная магнитная индукция  $B_r$  в партии постоянных магнитов:

1 — оксидно-бариевые магниты марки 16БА190; 2, 3, 4 — магниты из сплавов КС-37, КС-25ДЦ и Ч36Р соответственно; 1 гр.  $\div$  7 гр. — группы магнитов, на которые делится партия (точки — минимальные значения  $B_r$  в группе)

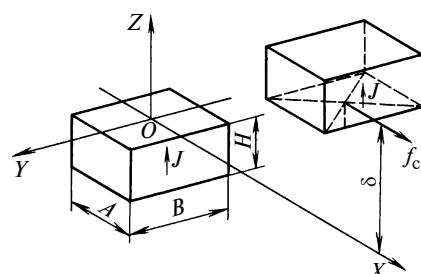


Рис. 2. Схема расположения магнитов при определении удельной силы  $f_c$  сдвига

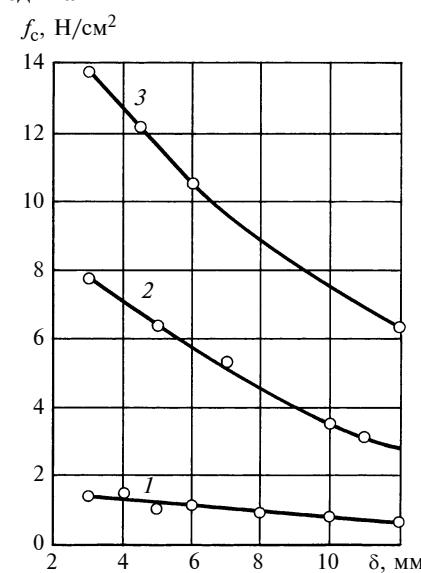


Рис. 3. Зависимости от зазора  $\delta$  удельной силы  $f_c$  сдвига постоянных магнитов марки 16БА190 (линия 1) и из сплавов КС-37, 1 гр. (линия 2) и Ч36Р, 4 гр. (линия 3)

Марка магнита, сплав	Отношение $M_t/M_{\max}$ при $t_p, ^\circ\text{C}$								
	60	80	100	120	140	150	160	180	200
16БА190	0,84	0,77	0,69	0,63	0,56	0,53	0,50	0,44	0,39
КС-37	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89	0,88	0,87	—	—
КС-25ДЦ	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,91	0,90	0,89	0,87
Ч36Р	0,93	0,90	0,87	0,84	—	—	—	—	—

при рабочей температуре определяют по выражению [3]:

$$M_t = M_{\max} \frac{(1 - \alpha t_p)^2}{(1 - \alpha t_n)^2}, \quad (1)$$

где  $M_t$ ,  $M_{\max}$  — вращающие моменты соответственно при рабочей и нормальной температурах,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ ;  $t_p$ ,  $t_n$  — рабочая и нормальная ( $20^\circ\text{C}$ ) температуры;  $\alpha$  — температурный коэффициент магнитной индукции,  $1/\text{ }^\circ\text{C}$ .

Температурный коэффициент  $\alpha = 0,002$ ;  $0,0004$ ;  $0,0005$ ;  $0,0008 \text{ } 1/\text{ }^\circ\text{C}$  для магнитных муфт соответственно с магнитами марки 16БА190, с магнитами из сплавов КС-25ДЦ, КС-37, Ч36Р (класс магнита-В).

В таблице приведены отношения моментов  $M_t/M_{\max}$  в зависимости от температуры  $t_p$ . Из приведенных данных видно, что если в магнитной муфте используются магниты марки 16БА190, то при нагревании от  $20$  до  $100^\circ\text{C}$  ее вращающий момент уменьшится на  $31\%$ , при установке в муфте магнитов из сплава КС-37 или КС-25ДЦ (таких же размеров, как у магнита 16БА190) ее вращающий момент уменьшится на  $7$  и  $5\%$  соответственно. В случае использования сплава Ч36Р вращающий момент муфты уменьшится на  $13\%$ .

В стандартных магнитных муфтах с редкоземельными магнитами [1, 2] применяются магниты в виде плиток размерами  $A \times B \times H = 20 \times 20 \times 10 \text{ mm}$  (длина  $B$  магнита имеет четыре стандартных значения:  $20$ ,  $30$ ,  $40$  и  $50 \text{ mm}$ ). Активная длина муфты набирается из магнитов этих четырех разновидностей (в случае применения магнитов 16БА190 их необходимо разрезать алмаз-

ным кругом, чтобы обеспечить размер  $A = 20 \text{ mm}$ , так как они поставляются в виде плиток размером  $A \times B \times H = 80 \times 120 \times 10 \text{ mm}$ ). На рис. 4 показано изменение удельной силы  $f_c$  сдвига в зависимости от воздушного зазора  $\delta$  (экспериментальные данные) для магнитов различных групп со стандартным размером  $B = 50 \text{ mm}$  из редкоземельных сплавов. Изменение удельной силы сдвига (силы взаимодействия магнитов) в зависимости от воздушного зазора между постоянными магнитами из всех четырех групп носит нелинейный характер.

Уравнение для расчета силы взаимодействия магнитов в форме прямоугольных призм с учетом магнитопроводов [3] имеет вид:

$$f_c = \frac{B_r^2}{8\pi\mu_0} \sum_{f=1}^8 \left[ t_f u_f \operatorname{arctg} \left( \frac{s_f t_f}{u_f q_f} \right) - s_f t_f \operatorname{arth} \left( \frac{t_f}{q_f} \right) - \frac{1}{2} (t_f^2 - u_f^2) \times \times \operatorname{arth} \left( \frac{s_f}{q_f} \right) + \frac{1}{2} s_f q_f \right], \quad (2)$$

где  $B_r = \mu_0 J$ ;  $s_f$ ,  $t_f$ ,  $u_f$  — приведены в табл. 3 статьи [3, с. 16] (для рассмотрения вопроса, освещаемого в данной статье, расшифровка данных величин не требуется);  $q_f = \sqrt{s_f^2 + t_f^2 + u_f^2}$ ;  $\operatorname{arth}(V) = \ln(1 + V)/(1 - V)$  при  $|V| < 1$ ,  $V = t_f/q_f$  или  $V = s_f/q_s$ ;  $\mu_0$  — магнитная постоянная, равная  $4\pi 10^{-7} \text{ Гн/м}$ .

Удельная сила  $f_c$  сдвига определяется по выражению:

$$f_c = f_c X / (AB).$$

Если по формуле (2) рассчитывать удельную силу сдвига для магнитов каждой группы (см.

рис. 4) при одном и том же воздушном зазоре, то все величины, входящие в данное выражение, кроме остаточной индукции  $B_r$  магнита, будут постоянными. Зная характер изменения удельной силы сдвига магнитов первой группы, можно пересчитать удельную силу сдвига для магнитов второй группы (при одинаковом воздушном зазоре  $\delta$  по выражению:

$$f_{c2\text{grp.}} = f_{c1\text{grp.}} (B_{r2\text{grp.}}/B_{r1\text{grp.}})^2. \quad (3)$$

**Пример.** Пусть известен характер изменения удельной силы сдвига магнитов первой группы  $B_r = 0,76 \text{ Тл}$  (см. рис. 4, кривая 1). При зазоре  $\delta = 5 \text{ mm}$   $f_{c1\text{grp.}} = 6,5 \text{ Н}/\text{см}^2$ . Тогда для магнитов второй группы при таком же зазоре и  $B_r = 0,79 \text{ Тл}$  удельная сила сдвига  $f_{c2\text{grp.}} = 7,0 \text{ Н}/\text{см}^2$  (согласно кривой 2  $f_{c2\text{grp.}}/f_{c1\text{grp.}} = 7 \text{ Н}/\text{см}^2$ ). Для магнитов третьей группы при  $B_r = 0,84 \text{ Тл}$   $f_{c3\text{grp.}} = 7,9 \text{ Н}/\text{см}^2$  (согласно кривой 3  $f_{c3\text{grp.}}/f_{c1\text{grp.}} = 8 \text{ Н}/\text{см}^2$ , т. е. ошибка меньше  $1,5\%$ ). Для магнитов четвертой группы при  $B_r = 0,98 \text{ Тл}$   $f_{c4\text{grp.}} = 10,8 \text{ Н}/\text{см}^2$  (согласно кривой 4  $f_{c4\text{grp.}}/f_{c1\text{grp.}} = 11,5 \text{ Н}/\text{см}^2$ , т. е. ошибка меньше  $5\%$ ).

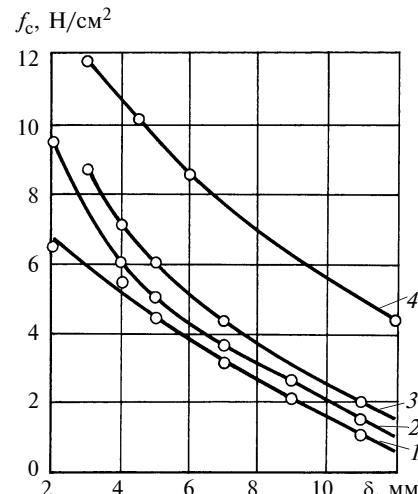
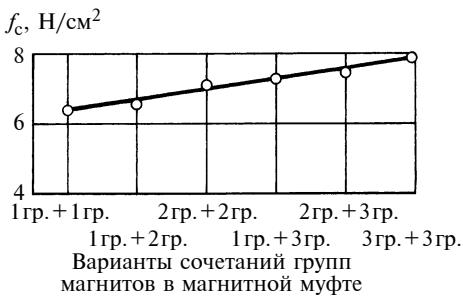


Рис. 4. Изменение удельных сил  $f_c$  сдвига постоянных магнитов размерами  $20 \times 50 \times 10 \text{ mm}$  ( $A \times B \times H$ ) в магнитных системах в зависимости от зазора  $\delta$ :

1 — магниты из сплава КС-37, 1 гр.,  $B_r = 0,76 \text{ Тл}$ ; 2 — из сплава КС-37, 2 гр.,  $B_r = 0,79 \text{ Тл}$ ; 3 — из сплава КС-37, 3 гр.,  $B_r = 0,84 \text{ Тл}$ ; 4 — из сплава Ч36Р, 4 гр.,  $B_r = 0,98 \text{ Тл}$



**Рис. 5. Изменение удельной силы  $f_c$  сдвига постоянных магнитов из сплава KC-37 размерами  $A \times B \times H = 20 \times 40 \times 10$  мм в зависимости от сочетания групп магнитов при зазоре  $\delta = 5$  мм**

Зная характер изменения удельной силы сдвига магнитов разных групп в магнитной муфте, можно использовать различные комбинации магнитов в ведущей и ведомой полумуфтах: в обеих полумуфтах магниты одной и той же группы (например, 1 гр. + 1 гр.) или в ведущей полумуфте магниты одной группы, а в ведомой —

другой (например, 1 гр. + 2 гр.), изменяя тем самым врачающий момент муфты. На рис. 5 показано изменение удельной силы сдвига  $f_c$  магнитов в зависимости от сочетания магнитов разных групп (экспериментальные данные) в магнитных полумуфтах. Анализируя рис. 5, можно заключить, что, не изменяя размеров магнитной муфты, а только применяя более сильные магниты, можно увеличить ее врачающий момент почти на 25 %.

## Выводы

1. По магнитным характеристикам, обеспечивающим наибольший врачающий момент, передаваемый муфтой, лучшими постоянными высококоэрцитивными магнитами являются магниты из сплавов Ч36Р (Nd—Fe—B), затем KC-25ДЦ (Sm—Co), KC-37 (Sm—Co) и оксидно-бариевые магниты (см. рис. 1, 3).

2. Для работы магнитных муфт при высоких температурах (см. таблицу) предпочтительны оксидно-бариевые постоянные магниты (полностью размагничиваются при температуре 300 °C), затем магниты из сплавов KC-25ДЦ (до 200 °C), KC-37 (до 160 °C) и Ч36Р (до 120 °C).

3. По стоимости "самыми дешевыми" являются оксидно-бариевые магниты, затем магниты из сплавов Ч36Р, KC-7 и KC-25ДЦ.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Красильников А. Я.** Особенности использования магнитной муфты в конструкциях герметичных машин: монография. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2007. 144 с.
- Пат. 55907 РФ** на полезную модель: МПК F16D27/01, Н02К 49/10. Магнитная муфта.
- Красильников А. Я.** Методика выбора магнитных муфт для герметичных машин // Вестник машиностроения. 2003. № 4. С. 13–18.

УДК 620.179.17

В. И. ЭЛЬМАНОВИЧ, канд. физ.-мат. наук  
(ОАО "ОРГЭНЕРГОНЕФТЬ", г. Волгоград)

## К расчету малоцикловой прочности сосудов для хранения сжиженных газов

Показана необходимость взаимодействия между проектировщиками оборудования и специалистами по его техническому диагностированию на примере проведения расчетов на малоцикловую прочность сосудов для хранения сжиженных газов. Проанализирована методика расчета на малоцикловую прочность и показано, что эксплуатация сосудов для сжиженных газов, работающих в условиях периодического заполнения-опорожнения, не приводит к накоплению повреждений малоцикловой усталости их металла. При проектировании таких сосудов требование обеспечения малоцикловой прочности излишне.

An interaction necessity between the equipment designers and technical diagnosis specialists has been shown by the example of calculations on a low-cycle toughness of vessels for storing of liquefied gases. Analysis of calculation technique on the low-cycle toughness has been presented. It has been shown also, that exploitation of the vessels for liquefied gases, working conditions of periodical filling-evacuation, has no result in accumulation of damages of low-cyclic fatigue its metal. The requirement of providing low-cycle strength at design of such vessels seems to be excessive.

В 90-е годы XX века на предприятиях химического и нефтяного машиностроения значительно сократились заказы на изготовление оборудования для химических, нефтехимических и

нефтеперерабатывающих предприятий. Это привело к заметному сокращению ввода нового оборудования и увеличению доли изношенного, морально устаревшего, неремонтопригодного обо-

рудования на этих предприятиях. Такое состояние оборудования, в свою очередь, привело к росту числа отказов и внеплановых остановок, снижению производительности технологических установок, ухудшению качества производимой продукции, неоправданным энерго- и трудозатратам и, как следствие, к увеличению себестоимости продукции.

В таблице приведены результаты проведенного автором экспресс-анализа технического состояния и соответствия нормам промышленной безопасности технологического оборудования одного из российских нефтеперерабатывающих предприятий, из которых видно, что по всем технологическим установкам имеется значительное количество оборудования, непригодного к эксплуатации и подлежащего срочной замене.

Учитывая создавшуюся ситуацию, предприятия нефтехимиче-

Но- мер п/п	Установка <sup>1</sup>	Причина замены <sup>2</sup>				Количество оборудо- вания, подлежа- щего замене, ед.	Удельный вес каждой установки, %	Общее ко- личество оборудова- ния, ед.	Доля оборудова- ния, подлежаще- го замене по каж- дой установке, %
		I	II	III	IV				
		Количество единиц заменяемого оборудования							
1	24-300	9	3	2	0	14	6,5	26	53,8
2	АГФУ-1	12	0	11	0	23	10,6	47	48,9
3	УСБ	15	0	3	0	18	8,3	48	37,5
4	ЛГ-35-8/300	24	1	6	0	31	14,4	128	24,2
5	35-6	23	0	0	3	26	12,0	105	24,8
6	19-2	8	0	4	0	12	5,6	50	24,0
7	АВТ-8	20	8	2	0	30	13,9	128	23,4
8	Л-35-11/300	24	3	0	0	27	12,5	146	18,5
9	АВТ-9	14	1	0	0	15	6,9	112	13,4
10	УКПФГ	3	0	0	0	3	1,4	26	3,4
11	УКиОГ	3	0	0	0	3	1,4	87	3,4
12	АВТ-11	12	0	2	0	14	6,5	223	6,3
	Итого	167	16	30	3	216	100,0	1126	19,2

<sup>1</sup> Назначение: 24-300 — для гидроочистки бензиновых фракций; АГФУ-1 — абсорбционно-газофракционирующая; УСБ — для стабилизации бензинов; АВТ-8, АВТ-9, АВТ-11 — для первичной переработки нефти (атмосферно-вакуумная перегонка); ЛГ-35-8/300, 35-6, Л-35-11/300 — для вторичной переработки нефти (катализитический риформинг); 19/2 — для битумного производства; УКПФГ — для компримирования факельного газа; УКиОГ — газовая компрессорная.

<sup>2</sup> Причина замены: I — коррозионно-эррозионное изнашивание; II — несоответствие нормам технологического режима; III — несоответствие требованиям ПБ; IV — замена в соответствии с графиком.

ского комплекса начиная с 2005 г. существенно увеличили объемы финансирования строительства новых и реконструкции действующих установок. Предприятия химического и нефтяного машиностроения в настоящее время загружены заказами нефтяных компаний на изготовление новых сосудов и аппаратов. Требования промышленной безопасности оборудования, изготавляемого машиностроительными заводами, а также конкурентоспособность в результате установления приемлемой цены могут быть достигнуты путем учета фактических условий работы каждой единицы оборудования и опыта эксплуатации его аналогов.

Для этого, на наш взгляд, необходимо обеспечить тесное взаимодействие между проектировщиками оборудования и специалистами по его техническому диагностированию. В действующих нормативах на проектирование сосудов и аппаратов [1, 2] заложена идеология: проектировать изделия, пригодные к эксплуатации в достаточно широком диапазоне рабочих условий. Перед проектировщиком — чистый лист бумаги, на котором должно

появиться надежное, работоспособное изделие, перед диагностом — уже готовое, длительно эксплуатировавшееся изделие, работоспособность которого подтверждена (или опровергнута) практикой.

Рассмотрим особенности взаимодействия проектировщика и диагноста на примере емкостей для хранения сжиженных газов.

Большинство сосудов и аппаратов, эксплуатирующихся на нефтеперерабатывающих, нефтехимических и химических предприятиях, работают в условиях статического (вернее, квазистатического) режима нагружения. Число циклов нагружения с размахом колебаний выше 15 % от расчетной нагрузки за весь период эксплуатации не превышает 1000. Расчет на прочность таких аппаратов проводят в соответствии с ГОСТ 14249 [3]. Исключение составляют: на нефтеперерабатывающих заводах — реакторы установок замедленного коксования, емкости для хранения сжиженных газов с частотой наполнения-опорожнения более 2 раз в неделю; на химических предприятиях — реакторы для получения полихлорвиниловой смолы и по-

лиэтилена высокого давления, автоклавы (реакторы автоклавирования) и т. п.

На стадии проектирования при оценке прочности таких аппаратов наряду с расчетом по ГОСТ 14249 необходимо провести поверочный расчет на малоцикловую прочность в соответствии с ГОСТ 25859 [4].

Сосуды для хранения сжиженных газов работают в условиях периодического заполнения-опорожнения. Для типичного режима работы шарового резервуара для хранения сжиженного пропан-бутана максимальное число циклов заполнения-опорожнения в месяц составляет 10, в год — 120. Можно предположить, что такой режим эксплуатации является основанием для расчета сосудов на малоцикловую прочность. Однако напряжения в сосуде от веса сжиженного газа незначительны и, как правило, не превышают 5 % напряжений от расчетного давления. Внутреннее давление в сосуде определяется давлением насыщенных паров хранимого продукта и зависит от температуры продукта. Зависимости давления насыщенных паров некоторых сжиженных газов приведены на рис. 1.

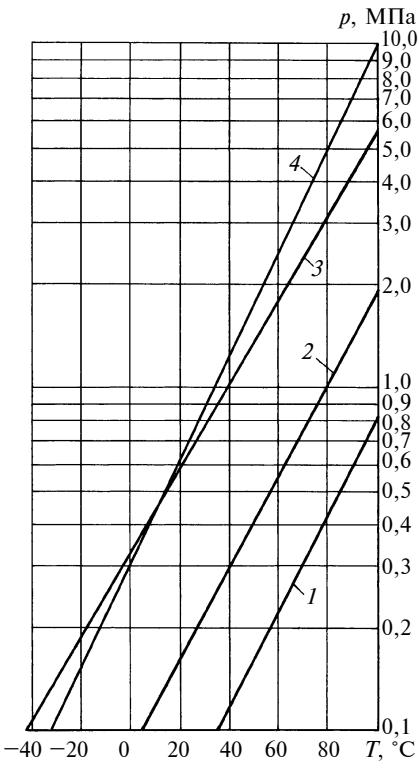


Рис. 1

ГОСТ 25859 устанавливает нормы и методы расчета на прочность при числе циклов нагружения от  $10^3$  до  $5 \cdot 10^5$  за весь срок эксплуатации сосуда. Хотя в расчетных формулах используют термины "напряжения", "допускаемые напряжения", физической основой расчетных методик являются деформационные критерии малоциклической прочности [5].

Например, для случая локального пластического деформирования сосудов деформационный критерий прочности имеет вид:

$$\varepsilon_i \leq [\varepsilon]; \quad (1)$$

$$[\varepsilon] = \delta_p/m, \quad (2)$$

где  $[\varepsilon]$  — допускаемая деформация материала;  $\varepsilon_i$  — интенсивность деформаций в зоне локального пластического деформирования;  $\delta_p$  — равномерное удлинение металла;  $m = 1,5$  — коэффициент запаса.

Величину  $\delta_p$  можно определить на основании результатов механических испытаний материала с проведением достаточно трудоемких расчетов по формулам:

$$\delta_n = \delta_p + \frac{(1-\gamma)(3+\gamma)}{2n\sqrt{1+\delta_p}}; \quad (3)$$

$$\gamma = \sqrt{1 + \delta_p(1 - \varphi_k)}, \quad (4)$$

где  $\delta_p$  — полное удлинение образца при кратности  $n = L_0/d_0$ ,  $L_0$  — база образца при механических испытаниях,  $d_0$  — первоначальный диаметр образца;  $\varphi_k$  — сужение в шейке разорванного образца.

Интенсивность пластических деформаций для дефекта типа местного нарушения геометрической формы (вмятина или выпуклость)

$$\varepsilon_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + \varepsilon_1 \varepsilon_2}, \quad (5)$$

где

$$\varepsilon_1 = \frac{2 \operatorname{arctg}(2f/A)}{\sin[2 \operatorname{arctg}(2f/A)]} - 1; \quad (6)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{2f}{D\alpha} \times \left[ \frac{2 \sin(\alpha/2) - \alpha \cos(\alpha/2)}{1 - \cos(\alpha/2)} \right], \quad (7)$$

где  $f$  — максимальный прогиб вмятины или выпуклости;  $A$  — ширина вмятины или выпуклости (размер вдоль образующей);  $\alpha = 2B/D$ ;  $B$  — длина вмятины или выпуклости (размер по окружности);  $D$  — диаметр сосуда.

Формулы (1)–(7) непривычны для проектировщиков; не всегда доступны значения необходимых для расчета параметров, характеризующих механические свойства (равномерность удлинения металла и т. п.). Для того чтобы привести формулы к виду, удобному для инженерных расчетов, было использовано понятие "условные упругие напряжения", которые численно равны произведению имеющихся или допускаемых упругопластических деформаций на модуль упругости металла. При использовании такого подхода всегда следует четко представлять, что в реальных конструкциях такие напряжения (т. е. усилия, действующие на

единичную площадь) не существуют. В ГОСТ 25859 специально оговорено, что расчетные формулы применимы для сосудов, отвечающих условиям прочности по ГОСТ 14249. Расчет на малоциклическую прочность по ГОСТ 25859 основан на определении амплитуд  $\sigma_A$  условных упругих напряжений и их сравнении с амплитудами  $[\sigma_A]$  допускаемых напряжений.

На рис. 2 приведена зависимость допускаемой амплитуды  $[\sigma_A]$  от числа  $N$  циклов нагружения для низколегированных сталей. Видно, что в широком интервале значений  $N$  допускаемые амплитуды напряжений по ГОСТ 25859 выше допускаемых напряжений по ГОСТ 14249, т. е. речь идет именно об "условных напряжениях".

Согласно ГОСТ 25859 амплитуду напряжений определяют по формуле

$$\sigma_A = \frac{[\sigma]\xi\eta}{2} \left( \frac{\Delta p}{[p]} + \frac{\Delta E}{[E]} + \frac{\Delta M}{[M]} \right) + \frac{\eta}{2} (E\alpha\Delta T_T + |E_1\alpha_1 - E_2\alpha_2|\Delta T_a). \quad (8)$$

Для сосудов под сжиженные газы, изготовленных в соответствии с ОСТ 26.291–94 [4], в которых не используется соединение материалов с различными коэффициентами линейного расширения, отсутствуют внешние продольные усилия и изгибающие моменты, швы выполнены с полным проваром, имеются укрепленные кольцами люки-лазы, а допускаемое давление определяется в соответствии с ГОСТ 14249 по формуле

$$[p] = 2[\sigma]\varphi s/(D + s), \quad (9)$$

$[\sigma_A]$ , МПа

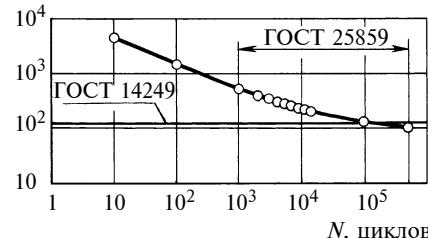


Рис. 2

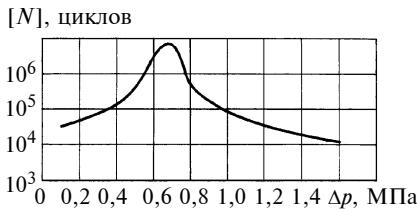


Рис. 3

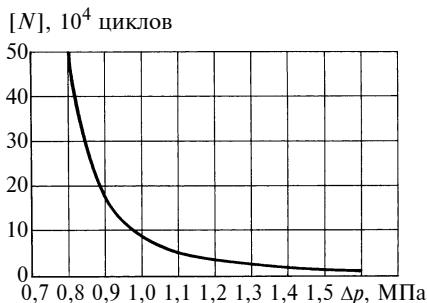


Рис. 4

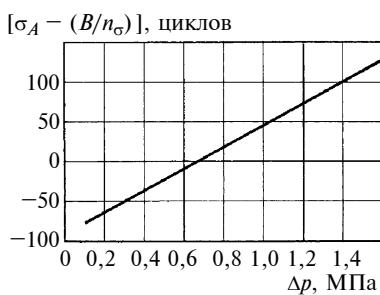


Рис. 5

с учетом того, что  $\xi = 1$ ,  $\eta = 4$ ,  $\varphi = 1$ , формулу (8) с достаточной для инженерных расчетов точностью можно представить в виде:

$$\sigma_A = \Delta p \frac{D + S}{s}. \quad (10)$$

Допускаемую амплитуду напряжений определяют по формуле

$$[\sigma_A] = \frac{2300 - t}{2300} \frac{A}{\sqrt{nN}} + \frac{B}{n_\sigma}, \quad (11)$$

откуда путем тождественных преобразований получают формулу для допускаемого числа циклов нагружения

$$[N] = \frac{1}{h_N} \left( \frac{A}{\sigma_A - (B/n_\sigma)} \frac{2300 - t}{2300} \right)^2, \quad (12)$$

где

$$\bar{\sigma}_A = \max(\sigma_A; B/n_\sigma). \quad (13)$$

Здесь  $n_\sigma = 2$ ;  $n_N = 10$ .

Формула (13), если учесть выражение (12), содержит досадную неточность, не исправленную в изменениях № 906 от 17.04.90: наличие квадратного корня в формуле (11) приводит к появлению мнимых, не имеющих физического смысла, решений. Выражение (13), призванное исправить положение, имеет форму, не принятую в математических и инженерных работах, такие приемы используются разве что в формулах программирования, но при этом знак равенства следует заменить на знак присвоения :=.

В ГОСТ 25859 специально не оговорено, но из структуры формул (11) и (12) видно, что решение имеет физический смысл при

$$\sigma_A > B/n_\sigma, \quad (14)$$

поэтому условие (13) следовало записать в виде неравенства (14).

В качестве примера рассмотрим горизонтальный сосуд для хранения сжиженных углеводородных газов с техническими характеристиками:

Материал .....	Сталь 09Г2С
Характеристики материала, МПа:	
A .....	45000
B .....	181
Внутреннее давление, МПа	1,6
Предел текучести, МПа	300
Временное сопротивление, МПа	470
Внутренний диаметр, мм	3400
Толщина стенки, мм	25

На рис. 3 показана зависимость допускаемого числа  $[N]$  циклов от перепада  $\Delta p$  давления в данном сосуде.

Анализ результатов расчета показал:

физический смысл имеет ниспадающая кривая (справа от максимума);

при  $0,7 \leq \Delta p \leq 1,0$  МПа решение неустойчиво (малые изменения  $p$  приводят к большим изменениям  $N$ );

при  $0,57 \leq \Delta p \leq 0,7$  МПа решение выходит за пределы применимости ГОСТ 25859 ( $[N] > 10^5$  циклов);

при  $\Delta p \leq 0,57$  МПа решение не имеет физического смысла (малоцикловой усталости не происходит).

На рис. 4 показана та же зависимость в области применимости ГОСТ 25859.

Таким образом, эффективным способом определения необходимости выполнения расчетов на малоцикловую прочность является оценка знаменателя в формуле (12), изменение которого приведено на рис. 5. Для низколегированных сталей физический смысл имеют значения  $(\sigma_A - B/n_\sigma) \geq 0$ .

На основании проведенного анализа можно предложить следующий алгоритм определения необходимости выполнения расчетов на малоцикловую прочность емкостей для хранения сжиженных газов.

Шаг 1. По зависимости изменения давления насыщенных паров определяем возможный перепад  $\Delta p$  давления.

Шаг 2. Рассчитываем амплитуду напряжения по формуле  $\sigma_A = \Delta p(D + S)/s$ .

Шаг 3. Рассчитываем величину  $(\sigma_A - B/n_\sigma)$ .

Шаг 4. Если  $(\sigma_A - B/n_\sigma) \leq 0$ , расчет на малоцикловую прочность не проводим.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **ОСТ 26.291—91.** Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия. НПО ОБТ, 1994.

2. **ПБ 03-584-03.** Правила проектирования, изготовления и приемки судов и аппаратов стальных сварных. М.: НТЦ по безопасности и промышленности Госгортехнадзора России, 2003.

3. **ГОСТ 14249—89.** Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1989.

4. **ГОСТ 25859—83** (с изменениями № 906 от 17.04.1990). Сосуды и аппараты стальные. Нормы и методы расчета на прочность на малоцикловых нагрузках. М.: Изд-во стандартов, 1983.

5. **Махутов Н. А.** Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981.

# Влияние точности изготовления резьбы на механические свойства высокопрочных болтов

Исследованиями установлено положительное влияние повышения точности изготовления резьбы на механические свойства высокопрочных болтов.

It has been stated by investigations a positive effect of thread making accuracy heightening on mechanical properties of high-strength bolts.

Высокопрочные болты используют при сборке стальных строительных и мостовых конструкций, в которых устанавливают крепежные элементы высокого качества. Ранжирование болтов по прочностным свойствам принято оценивать по временно-му сопротивлению  $\sigma_v$  при проведении механических испытаний согласно ГОСТ 1759.4—87, ГОСТ 22353—77, ГОСТ 22356—77 и ГОСТ 1759.1—82 регламентируют точность изготовления резьб. В мос-

товых конструкциях наиболее часто применяют болты M22 × 2,5. Так, для высокопрочных болтов установлено поле допуска 6g, при котором для болтов M22 × 2,5 предельные отклонения среднего диаметра составляют 170 мкм. Для сравнения для поля допуска 8g предельное отклонение среднего диаметра резьбы составляет 265 мкм.

Для количественной оценки влияния точности изготовления резьбы на прочностные свойства крепежных деталей была осуществлена статистическая обработка результатов механических испытаний болтов M22 × 2,5 без перекоса опорной поверхности головки болта и с косой шайбой (угол перекоса 4°). Каждая опытная партия состояла из 50 болтов, что согласно методическим указаниям РД 50-398—83 соответствует большой выборке.

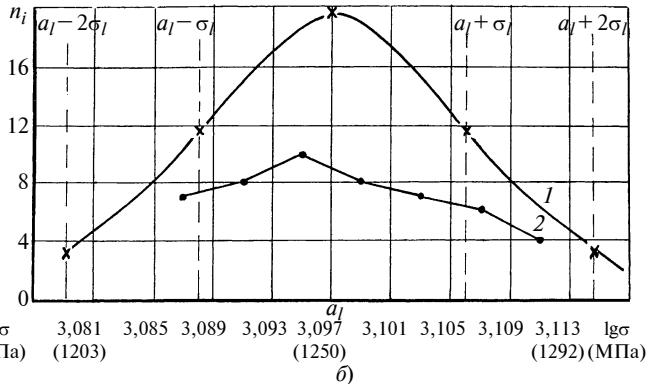
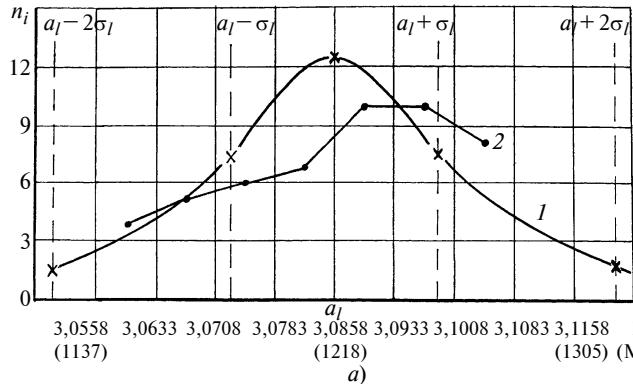


Рис. 1. Кривые распределения значений временного сопротивления при испытаниях болтов без перекоса опорной поверхности головки болта для резьб с полем допуска:  
а — 6g; б — 8g; 1 — теоретическая; 2 — эмпирическая

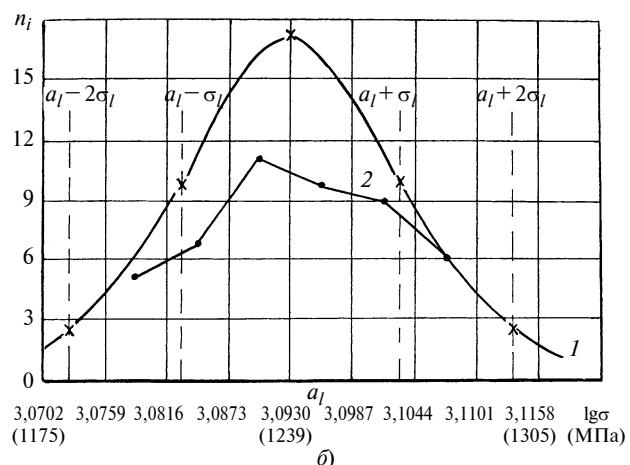
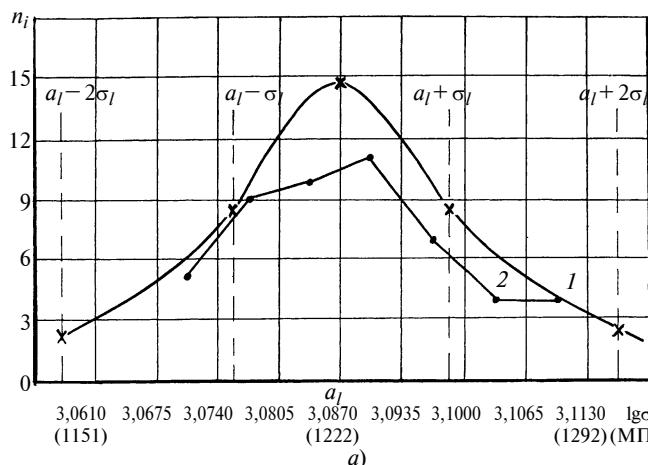


Рис. 2. Кривые распределения значений временного сопротивления при испытаниях болтов с косой шайбой для резьб с полем допуска:  
а — 6g; б — 8g; 1 — теоретическая; 2 — эмпирическая

При статистической обработке опытных данных было принято логарифмически-нормальное распределение, так как значения временного сопротивления представляли собой ряд больших чисел, что обеспечивало высокую точность оценки распределения значений показателей механических свойств крепежных изделий с вероятностью  $p = 0,9$  [1].

Результаты статистической обработки — кривые нормального и эмпирического распределения в логарифмических координатах — представлены на рис. 1, 2. Плотность распределения вероятностей определяется выражением

$$y = f(x) = \frac{m}{\sqrt{2\pi}\sigma_l} e^{-\frac{(\lg X - a_l)^2}{2\sigma_l^2}},$$

где  $m = \lg e = 0,4343$  — коэффициент перехода от натуральных логарифмов к десятичным;  $a_l$  — выборочное среднее;  $\sigma_l$  — среднеквадратичное отклонение;  $X$  — временное сопротивление — значения показателей механических свойств в логарифмических координатах.

Расчетная ширина интервала определяется максимальным и минимальным значениями временного сопротивления:

$$R = (\lg X_{\max} - \lg X_{\min})/6.$$

Значения функции  $y = f(x)$  определяются при:  $\lg X = a_l(y_{\max})$ ;  $(\lg X - a_l) = \pm\sigma_l(y_1)$ ;  $(\lg X - a_l) = \pm 2\sigma_l(y_2)$ ;  $(\lg X - a_l) = \pm 3\sigma_l(y_3)$  в соответствии с правилом "трех сигм" [2].

При построении кривых эмпирического распределения использовали метод группирования с учетом ширины каждого из шести выделенных интервалов для значений временного сопротивления.

Из анализа полученных зависимостей сделаны выводы.

1. Все кривые эмпирического распределения соответствуют закону нормального распределения как при симметричном нагружении резьбовых соединений "болт — гайка", так и при испытаниях на косой шайбе с перекосом опорной поверхности головки болта, что свидетельствует о стабильности технологического процесса изготовления высокопрочных болтов [3].

2. При испытаниях болтов без перекоса опорной поверхности и с косой шайбой получена одинаковая степень заполнения вероятностного поля в диапазоне  $a_l \pm \sigma_l$  для полей допуска 6g и 8g. При этом наибольшая сходимость опытных результатов с расчетами вероятностной оценки механических свойств получена для высокопрочных болтов с резьбой, изготовленной с полем допуска 6g. Расхождение между теоретической и экспериментальной

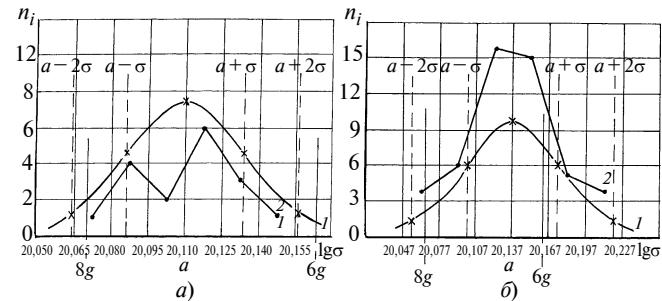


Рис. 3. Кривые распределения значений среднего диаметра резьбы при выборке:

*a)*  $n = 17$ ; *b)*  $n = 50$ ; 1 — теоретическая; 2 — эмпирическая

кривыми распределения составило 27÷21 % для резьбы с полем допуска 6g и 57÷38 % для поля допуска 8g при испытаниях болтов соответственно без перекоса опорной поверхности и с косой шайбой.

Отмечены близкие значения выборочного среднего  $a_l$  при испытаниях болтов: с полем допуска 6g без перекоса и с опорной шайбой — 1218 и 1222 МПа; с полем допуска 8g — соответственно 1250 и 1239 МПа.

Подтверждением положительного влияния повышения точности параметров резьбы являются кривые распределения, полученные для среднего диаметра резьбы.

На рис. 3, *a* показаны кривые распределения для среднего диаметра резьбы при малой выборке ( $n = 17$ ). При этом  $a = 20,11$  мм и все значения среднего диаметра соответствуют полю допуска 8g.

На рис. 3, *b* приведены теоретическая и эмпирическая кривые распределения значений среднего диаметра резьбы при большой выборке ( $n = 50$ ). В этом случае  $a = 20,137$  мм, и в поле допуска 8g находится 82 % значений среднего диаметра (остальные 18 % соответствуют полю допуска 6g).

Таким образом, повышение точности изготовления резьб высокопрочных болтов для мостовых конструкций повышает механические свойства резьбовых соединений.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Парышев Н. В., Копырин В. И., Герасимов В. Я. Статистическая обработка результатов механических испытаний высокопрочных болтов для мостовых конструкций // Транспортное строительство. 2000. № 4.
- Солонин И. С. Применение математической статистики в технологии машиностроения. Свердловск: Средне-Уральское изд-во, 1966. 200 с.
- Копырин В. И., Герасимова О. В. Построение кривых распределения механических свойств высокопрочных болтов // Вестник РАТ. 2001. № 3 и 4. Ч. 2. С. 339—341.

## Синтез точного зацепления плунжерной передачи

Рассмотрена конструкция редуктора с плунжерной передачей. Разработан метод геометрического синтеза плунжерного зацепления с круговым профилем рабочей части плунжера.

A design of reducer with plunger gearing has been considered. Method of geometrical synthesis of plunger cohesion with circular-arc form of the plunger's working part profile has been elaborated.

Плунжерные передачи совмещают в себе признаки кулачковых механизмов двух типов: нецентрального кулачкового механизма и зубчатого зацепления, что позволяет значительно расширить их область применения.

В плунжерном редукторе (рис. 1) эксцентриковый вал 1 с помощью подшипников 2 установлен соосно с неподвижными зубчатыми колесами 3, размещенными в корпусе 4. К сепаратору 5 с находящимися в его пазах плунжерами 9 с помощью шпилек крепится выходной вал 6, который посредством подшипников 7 установлен в крышке 8 корпуса редуктора.

В настоящее время существует множество формулировок задачи синтеза приближенного зацепления [1, 2]. Большинство авторов сходятся в одном: решение данной задачи должно выполняться в условиях ограничений, накладываемых на технологичность элементов зацепления, которая выражается в возможности применения методов высокопроизводительного и точного изготовления профилей плунжеров и зубчатых колес. В работах [2–5] отмечается технологичность круговых профилей зубьев, которые могут быть получены с помощью модернизированного инструмента.

На рис. 2 представлена схема контакта плунжера с зубом зубчатого колеса.

Круговой профиль плунжера в осях  $x_{p1}O_{p1}y_{p1}$  можно описать выражением

$$\begin{cases} x_{p1} = \rho \sin \psi; \\ y_{p1} = \rho \cos \psi, \end{cases}$$

где  $\rho$  — радиус кривизны рабочего профиля плунжера;  $\psi$  — вспомогательный угол.

Вершина плунжера  $O_p$  в своем движении относительно неподвижных координатных осей  $XO_2Y$  зубчатого колеса совершает движение, траектория которого в полярных координатах имеет вид:

$$r(\varphi) = e_0 \cos \varphi + \sqrt{r_{a2}^2 + e_0^2 \sin^2 \varphi},$$

где  $r_{a2}$  — радиус окружности вершин зубьев колеса;  $e_0$  — эксцентриситет;  $\varphi$  — угол между большой осью симметрии волнообразователя и осью  $X$ ; закон движения задан в виде окружности постоянного радиуса.

В параметрическом виде координаты вершины плунжера в неподвижной системе координат зубчатого колеса имеют вид:

$$\begin{cases} x_{O_p} = r(\varphi) \cos \varphi; \\ y_{O_p} = r(\varphi) \sin \varphi. \end{cases}$$

Координаты центра кривизны профиля плунжера в неподвижной системе координат зубчатого колеса определяются системой уравнений:

$$\begin{cases} x_{O_{p1}} = x_{O_p} - c; \\ y_{O_{p1}} = y_{O_p} - b, \end{cases}$$

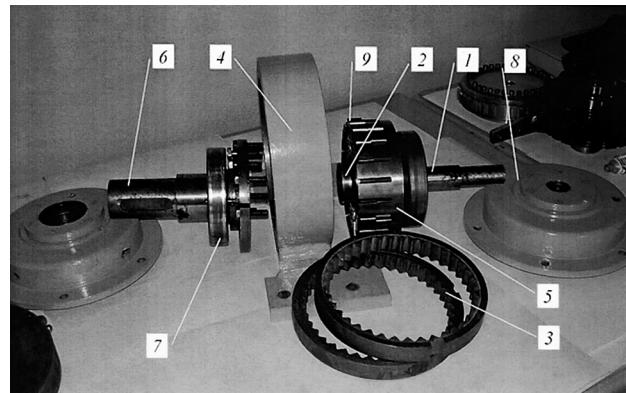


Рис. 1. Плунжерный редуктор ПВР-2

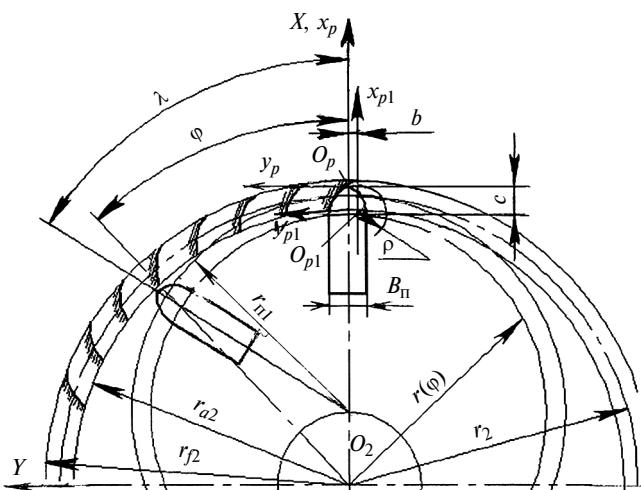


Рис. 2. Схема синтеза плунжерного зацепления с круговым профилем плунжера

где  $b$ ,  $c$  — размеры, связывающие начала координат  $O_p$  и  $O_{p1}$ .

Тогда координаты профиля плунжера в неподвижных осях  $XO_2Y$  будут определяться системой уравнений:

$$\begin{cases} x = x_{O_{p1}} + x_{p1} = r(\varphi)\cos\varphi - c + \rho\sin\psi; \\ y = y_{O_{p1}} - y_{p1} = r(\varphi)\sin\varphi - b + \rho\cos\psi. \end{cases} \quad (1)$$

При повороте волнообразователя на угол  $\varphi$  зубчатое колесо поворачивается на угол  $\lambda$ , причем связь между этими углами однозначно определяется формулой Виллиса, т. е. можно записать, что

$$(\varphi - \lambda) = \varphi q, \text{ где } q = \left(1 - \frac{r_2}{r_{n1}}\right) — \text{вспомогательная}$$

величина;  $r_2$  и  $r_{n1}$  — средний диаметр зубчатого колеса и эквивалентного зубчатого колеса плунжеров.

С учетом этого выражение (1) в подвижных осях зубчатого колеса примет вид:

$$\begin{cases} x_p = r(\varphi)\cos\varphi q - c + \rho\sin\psi; \\ y_p = r(\varphi)\sin\varphi q - b + \rho\cos\psi. \end{cases} \quad (2)$$

Связь между параметрами  $c$ ,  $b$ ,  $\rho$  и толщиной  $B_{\Pi}$  направляющей части плунжера показана на рис. 3:

$$\begin{cases} 0,5B_{\Pi} = \rho - b; \\ c = btg\gamma, \end{cases}$$

где  $\gamma$  — угол, ограничивающий рабочий участок профиля плунжера.

При решении задачи синтеза с известным параметром  $B_{\Pi}$  уравнения (2) имеют вид:

$$\begin{cases} x_p = r(\varphi)\cos\varphi q - \rho(tg\gamma - \sin\psi) + 0,5B_{\Pi}tg\gamma; \\ y_p = r(\varphi)\sin\varphi q - \rho(1 - \cos\psi) + 0,5B_{\Pi}. \end{cases} \quad (3)$$

Профиль плунжера, заданный естественным способом в виде  $S_p(\varphi) = 0$ , можно получить из выражений (3). Для этого из первого уравнения вычтем второе уравнение, выполнив некоторые преобразования, получим:

$$S_p(\varphi) = x_p - y_p - r(\varphi)(\cos\varphi q - \sin\varphi q) - \rho(tg\gamma - \sin\psi + \cos\psi - 1) + 0,5B_{\Pi}(tg\gamma - 1). \quad (4)$$

Профиль зуба зубчатого колеса является огибающей семейства профилей плунжера. Условие огибания  $\partial S_p(\varphi)/\partial\varphi = 0$ .

Тогда

$$\frac{\partial S_p(\varphi)}{\partial\varphi} = \frac{\partial[-r(\varphi)(\cos\varphi q - \sin\varphi q)]}{\partial\varphi} = 0. \quad (5)$$

Решение выражения (5) относительно  $\varphi$  дает значение  $\varphi = \varphi_0$ , подстановка которого в систему

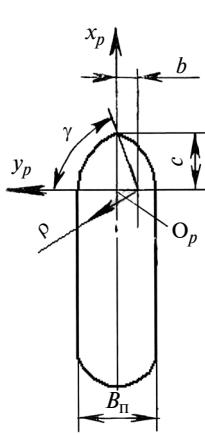


Рис. 3. Схема связи параметров  $c$ ,  $b$ ,  $\rho$  с толщиной  $B_{\Pi}$  плунжера

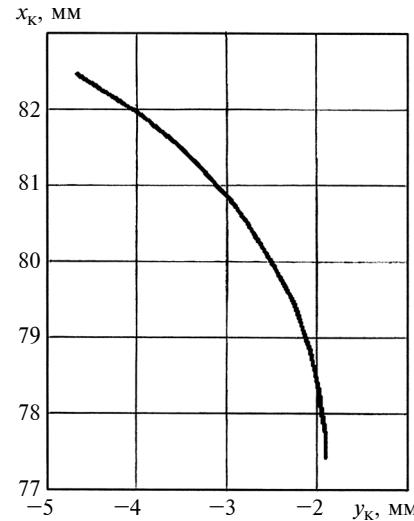


Рис. 4. Профиль зуба зубчатого колеса опытного образца плунжерного редуктора ПВР-2

уравнений (3) позволяет получить выражения, определяющие координаты зуба зубчатого колеса  $x_k(\psi, \varphi_0)$  и  $y_k(\psi, \varphi_0)$  для заданного интервала изменения  $\psi$ .

На рис. 4 представлен профиль зуба зубчатого колеса как результат численного решения выражения (5) и системы уравнений (3) при  $\psi \in 0 \dots \gamma$  для опытного образца ПВР-2 с параметрами:  $r_2 = 81$  мм;  $r_{n1} = 75$  мм;  $e_0 = 6$  мм;  $r_{a2} = 79$  мм;  $q = -0,08$ ;  $\varphi_0 = 1,082$  рад;  $\gamma = 60^\circ$ ;  $\rho = 6$  мм; число зубьев зубчатого колеса  $z_k = 39$ ;  $B_{\Pi} = 8$  мм.

Предложенный метод позволяет определить координаты профиля зуба зубчатого колеса в зависимости от геометрических и кинематических параметров плунжерной передачи с круговым профилем рабочей поверхности плунжера.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Гинзбург Е. Г. Волновые зубчатые передачи. Л.: Машиностроение, 1969. 159 с.
- Иванов М. Н. Волновые зубчатые передачи. М.: Высшая школа, 1981. 160 с.
- Hangbing Xiu. Several problems in circular-arc profile design of harmonic drive / International Conference on Mechanical Transmission (ICMT'2001). Chongqing: 2001.
- Wu Xutang, Zhoa Zongtao. Study on a new type of swing link speed reducer, IX World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. V. 1. Milan: 1995.
- Hidetsugu Terada. Fundamental analysis of a cycloid ball reducer — motion principle // Journal of the Japan Society for precision Engineering. 1998. P. 2101—2106.

В. Г. АФАНАСЕНКО, Ф. Ш. ХАФИЗОВ, д-р техн. наук, А. Ш. ХАЙБРАХМАНОВ  
(Уфимский государственный нефтяной технический университет)

## Применение программного комплекса *Flow Vision* в исследовании влияния геометрических размеров шнека на эффективность смешения двухкомпонентной смеси

Приведены результаты анализа работы существующих конструкций прямоточных смесителей, который показал, что использование закручивающих устройств различного типа с целью повышения эффективности процесса весьма перспективно. Для исследования влияния геометрических размеров шнека на эффективность смешения двухкомпонентной смеси был применен программный комплекс *Flow Vision*.

It was shown on the basis of analysis of work of existing designs of direct-flow mixers that the use of various swirling devices purposely to heighten the process efficiency seems to be prospective. The *Flow Vision* bundled software was used at study of the influence of auger's geometry on the mixing efficiency of two-component mixture.

Перемешивание в жидкых средах широко применяется в химической промышленности для приготовления эмульсий, суспензий и получения гомогенных систем (растворов), а также для интенсификации химических, тепловых и диффузационных процессов. В последнем случае перемешивание осуществляют непосредственно в предназначенных для проведения этих процессов аппаратах, снабженных перемешивающими устройствами [1, 2]. Цель перемешивания определяется назначением процесса.

При приготовлении эмульсий для интенсивного дробления дисперской фазы необходимо создавать в перемешиваемой среде значительные срезающие усилия, зависящие от градиента скорости. В зонах аппарата, в которых градиент скорости жидкости имеет наибольшее значение, происходит наиболее интенсивное дробление диспергируемой фазы.

В случаях гомогенизации, приготовления суспензий, нагревания или охлаждения перемешиваемой гомогенной среды целью перемешивания является снижение концентрационных или температурных градиентов в объеме аппарата.

При использовании перемешивания для интенсификации химических, тепловых и диффузационных процессов в гетерогенных системах создаются лучшие условия для подвода вещества в зону реакции, к границе раздела фаз или к поверхности теплообмена. Увеличение степени турбулентности системы, достигаемое при перемешивании, приводит к уменьшению толщины пограничного слоя, увеличению и непрерывному обновлению поверхности взаимодействующих фаз. Это вызывает су-

щественное ускорение процессов тепло- и массообмена.

Способ перемешивания и выбор аппаратуры для его проведения определяются целью перемешивания и агрегатным состоянием перемешиваемых материалов. Широкое распространение в химической промышленности получили процессы перемешивания в жидких средах. Различают следующие основные способы перемешивания [1–3]: механический (с помощью мешалок различных конструкций); пневматический (сжатым воздухом или инертным газом); перемешивание в трубопроводах (в условиях прямотока); перемешивание с помощью сопел и насосов (соответственно инжекторное и циркуляционное).

Процессы механического, пневматического и циркуляционного смешения требуют дополнительного подвода энергии. Рассмотрим наиболее простой способ перемешивания — перемешивание сред в трубопроводах, когда процесс происходит в условиях прямотока, а на его проведение затрачивается только энергия потока.

По аналогии с механическими мешалками к основным факторам, характеризующим работу прямоточных смесителей, можно отнести [4]: потери энергии; интенсивность (степень) перемешивания; эффективность перемешивания.

*Потери энергии.* В прямоточных смесителях смешение происходит за счет энергии потока, поэтому показателем, характеризующим потери энергии, можно считать снижение напора потока на смесительном участке аппарата, включающем зону подвода, перемешивающее устройство и зону стабилизации движения.

*Интенсивность перемешивания.* Количественную оценку интенсивности перемешивания прямоточных смесителей целесообразно связывать с геометрическими размерами устройства. Так, в трубах круглого сечения интенсивность перемешивания может характеризоваться отношением диаметра трубы к длине смесительного участка аппарата.

*Эффективность перемешивания.* Эффективность перемешивающего устройства характеризует качество проведения процесса перемешивания. Для его оценки необходимо определить дисперсию концентрации одного компонента в другом. Для прямоточных смесителей эффективность перемешивания характеризуется дисперсией  $\sigma$  концентрации С

в плоскости, перпендикулярной к оси аппарата после смесительного участка:

$$\sigma = \frac{1}{S} \int_S \sqrt{(C - C_{cp})^2} dS,$$

а средняя концентрация

$$C_{cp} = \frac{1}{S} \int_S CdS,$$

где  $S$  — площадь проходного сечения смесительного участка.

При исследовании использовали компьютерное моделирование с применением программного комплекса Fflow Vision. Данный продукт предназначен для расчета гидро- и газодинамических задач (вместе с сопряженными процессами тепло- и массо-переноса) в широком диапазоне чисел Рейнольдса и Маха в произвольных трехмерных областях [5].

Базовыми в программном комплексе Flow Vision являются уравнения Навье—Стокса (вместе с уравнением неразрывности). Для замыкания этих уравнений в зависимости от конкретной задачи могут использоваться дополнительные соотношения, описывающие изменение плотности, турбулентный перенос и т. п. Наборы таких соотношений в совокупности с уравнениями Навье—Стокса называются моделями. В расчетах использовали  $k-\varepsilon$  модель турбулентного течения вязкой жидкости с небольшими изменениями плотности при больших числах Рейнольдса. Для определения концентрации решалось уравнение конвективно-диффузионного переноса.

Для численного решения базовых уравнений Flow Vision используется метод, основанный на консервативных схемах расчета нестационарных уравнений в частных производных, которые по сравнению с неконсервативными схемами дают решения, точно удовлетворяющие законам сохранения массы энергии и др. (в частности, уравнению неразрывности). Метод базируется на эйлеровом подходе к описанию движения жидкости, суть которого состоит в том, что различные скалярные и векторные величины рассматриваются как функции переменных Эйлера, времени и координат точки в неподвижной системе координат. В Flow Vision численное интегрирование уравнений по пространственным координатам проводится с использованием прямоугольной аддитивной локально измельченной сетки. В расчетах использовали простую равномерную неаддитивную сетку  $25 \times 25 \times 60$  с измельчением в области установки смесительного устройства.

Одним из перспективных направлений интенсификации смешения и, соответственно, химических, тепловых и диффузионных процессов в системах "жидкость — жидкость", "газ — жидкость" является использование аппаратов, созданных на

основе вихревого эффекта, так как при закрученном движении потоков их малые объемы перемещаются не только поступательно, но и вращательно, что позволяет увеличивать скорость потока без значительных увеличений габаритных размеров камеры смешения. Кроме этого при проведении тепло- и массообменных процессов в условиях закрученного движения потока наблюдаются [6]: увеличение удельной поверхности контакта фаз; повышение эффективности перемешивания; гидродинамическая неустойчивость межфазной поверхности.

Увеличение удельной поверхности контакта фаз, как и гидродинамическая неустойчивость межфазной поверхности, достигается многократным изменением направления вектора скорости потока, благодаря которому на границе раздела фаз появляются возмущения, разрушающие пограничный слой. А повышение эффективности перемешивания обеспечивается ростом интенсивности как микро-, так и макросмешения компонентов. Повышение эффективности макросмешения происходит при появлении крупномасштабных вихревых образований в поперечном относительно движения потока направлении, а повышение эффективности микросмешения обусловлено увеличением скорости из-за увеличения ее тангенциальной составляющей, что в целом приводит к повышению турбулизации потока.

### Исследование основных характеристик смесителя при изменениях шага закрутки потока

К основным геометрическим размерам аксиальных закручивающих устройств, выполненных в виде шнека, относится шаг закрутки, поэтому важную роль играет изучение влияния шага шнека на основные характеристики смесителя.

Для исследования влияния шага шнека, используемого в смесительном устройстве, на качество смешения компонентов рассматривали закручивающее устройство, расположенное в трубе диаметром 0,3 м, длина которого постоянна и равна 0,75 м. Скорости  $V_{k1}$  и  $V_{k2}$  поступающих компонентов (керосин, вода) задавали равными соответственно 1,0 и 0,5; 2,0 и 1,0; 4,0 и 2,0 м/с. Исследовали шнеки с шагом от 0,18 до 0,45 м.

Общий вид расчетной модели представлен на рис. 1.

Дисперсии концентраций компонентов оценивали в поперечном сечении трубы на расстоянии 0,2 м от закручивающего устройства. По полученным данным были построены зависимости (рис. 2) дисперсии  $\sigma$  концентрации в плоскости, перпендикулярной к оси вращения, от удельного шага  $h/D$  ( $h$  — шаг шнека,  $D$  — диаметр трубы) закручивающего устройства.

Из полученных зависимостей следует, что качество смешения компонентов при увеличении шага

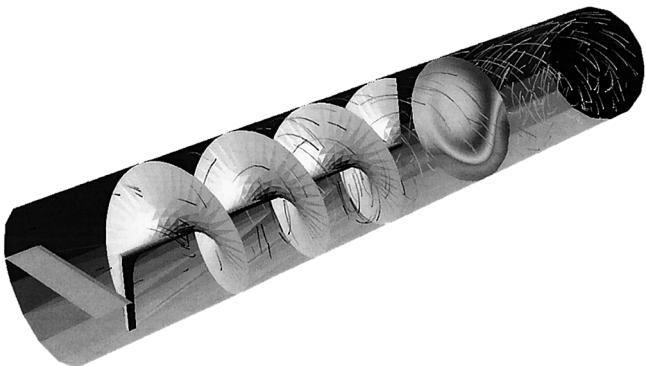


Рис. 1. Расчетная модель в общем виде

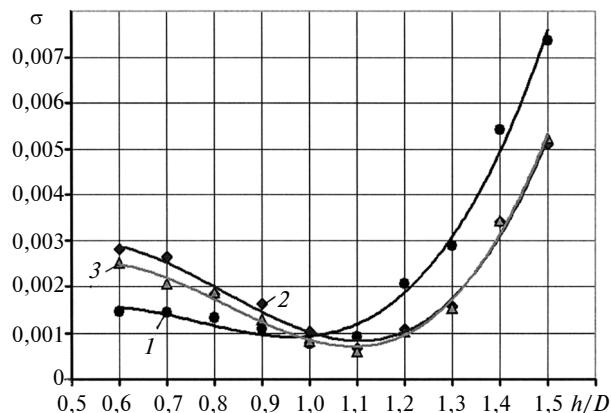


Рис. 2. Зависимости дисперсии  $\sigma$  концентраций компонентов от удельного шага  $h/D$  шнека при начальных скоростях  $V_{k1}$  и  $V_{k2}$  компонентов, соответственно равных 1,0 и 0,5 (1); 2,0 и 1,0 (2); 4,0 и 2,0 м/с (3)

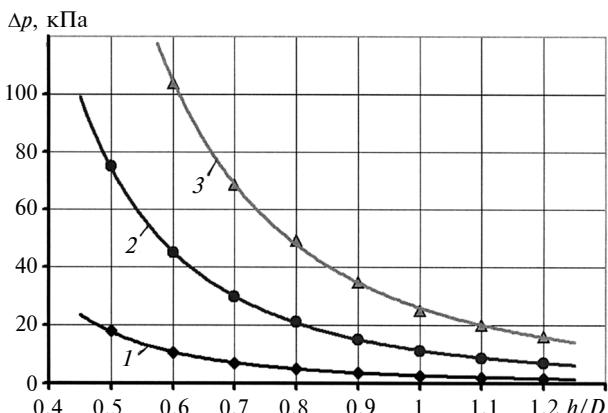


Рис. 3. Зависимости перепада  $\Delta p$  давления от удельного шага  $h/D$  шнека при  $V_{k1}$  и  $V_{k2}$ , соответственно равных 1,0 и 0,5 (1); 2,0 и 1,0 (2); 3,0 и 1,5 м/с (3)

$h$ , мм	$h/D$	$V_{cp} = 0,83$ м/с		$V_{cp} = 1,66$ м/с		$V_{cp} = 2,49$ м/с	
		$P$ , Н	$\Delta p$ , кПа	$P$ , Н	$\Delta p$ , кПа	$P$ , Н	$\Delta p$ , кПа
150	0,5	1266,720	17,920	5300,61	74,988	11 937,80	168,885
180	0,6	742,167	10,500	3182,88	45,029	7348,75	103,964
210	0,7	497,550	7,039	2103,70	29,761	4858,69	68,736
240	0,8	349,076	4,938	1496,62	21,173	3474,44	49,153
270	0,9	253,398	3,585	1064,61	15,061	2460,34	34,807
300	1,0	184,501	2,610	782,23	11,066	1770,85	25,052
330	1,1	145,465	2,058	614,39	8,692	1417,33	20,051
360	1,2	114,802	1,624	500,60	7,082	1132,51	16,022

шнека на начальном этапе улучшается, но, достигнув своего максимума, начинает ухудшаться. Это связано с тем, что при высокой интенсивности закрутки потока происходит обратный смешению процесс — разделение компонентов в поле действия центробежных сил. Данное предположение подтверждается тем, что при увеличении скорости потока минимум дисперсии концентраций смещается вправо (в область большего удельного шага). А при малом удельном шаге ( $0,6 \div 0,9$ ) повышение скорости потока, приводящее к росту интенсивности его закрутки, способствует ухудшению качества смешения компонентов.

Для исследования зависимости сопротивления, характеризуемого перепадом  $\Delta p$  давления до и после смесительного устройства, от шага  $h$  шнека рассмотрели изменение силы  $P$  сопротивления в трубе круглого сечения диаметром 0,3 м, в которой установлен шнек постоянной длины (0,5 м). Скорости  $V_{k1}$  и  $V_{k2}$  смешиваемых компонентов (керосин и вода) на входе принимали равными: 1,0 и 0,5; 2,0 и 1,0; 3,0 и 1,5 м/с, а средние скорости  $V_{cp}$  потоков для рассмотренных случаев соответственно равны 0,83, 1,66 и 2,49 м/с. Полученные результаты представлены в таблице.

По полученным данным были построены зависимости перепада давления, вызванного смесительным устройством, от шага шнека, отнесенного к диаметру трубы, при различных начальных скоростях  $V_{k1}$  и  $V_{k2}$  смешиваемых компонентов (рис. 3). Полученные графики с достаточной степенью точности можно описать степенной зависимостью вида:

$$\Delta p = 3,92 V_{cp}^{2,04} (h/D)^{-2,72}. \quad (6)$$

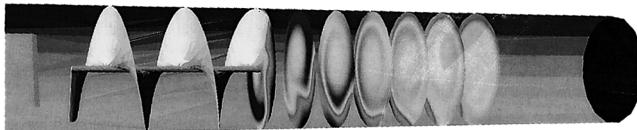
Среднюю скорость для двухкомпонентной смеси определяли по закону сохранения импульса:

$$V_{cp} = \frac{(V_{k1}^2 \rho_{k1} S_{k1} + V_{k2}^2 \rho_{k2} S_{k2})(S_{k1} + S_{k2})}{(V_{k1} \rho_{k1} S_{k1} + V_{k2} \rho_{k2} S_{k2}) S_{tp}}, \quad (7)$$

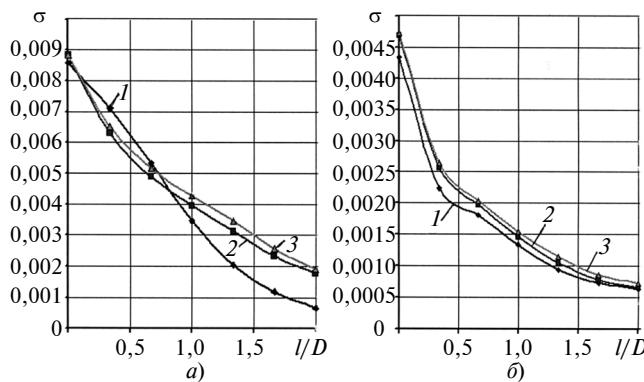
где  $\rho_{k1}$ ,  $\rho_{k2}$  — плотности смешиваемых компонентов,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $S_{k1}$ ,  $S_{k2}$  и  $S_{tp}$  — площади проходных сечений входных патрубков и трубы,  $\text{м}^2$ .

#### Исследование изменения дисперсии концентрации после вихревого смесителя с постоянным шагом

Для исследования изменения качества перемешивания в трубе круглого сечения после аксиального закручивающего устройства, выполненного в виде шнека, рассматривали среднюю дисперсию концентраций компонентов в плоскостях, перпендикулярных к оси аппарата. В качестве расчетной модели, как и в предыдущих случаях, приняли трубу диаметром 0,3 м с закручивающим устройством,



**Рис. 4. К исследованию перемешивания двухкомпонентной смеси в пространстве после шнека**



**Рис. 5. Зависимости дисперсии  $\sigma$  концентраций компонентов от отношения  $l/D$ :**

*a) шаг шнека  $h = 0,18 \text{ м}$ ; начальные скорости  $V_{k1}$  и  $V_{k2}$  смешиваемых компонентов соответственно равны 1,0 и 0,5 (1); 2,0 и 1,0 (2); 3,0 и 1,5 м/с (3); б)  $h = 0,24 \text{ м}$ ,  $V_{k1}$  и  $V_{k2}$  соответственно равны 1,0 и 0,5 (1); 1,5 и 0,75 (2); 2,0 и 1,0 м/с (3)*

выполненным в виде 2,5 витков шнека при его шаге  $h = 0,18$  и  $0,24$  м. Смешиваемые компоненты считали поступающими в трубу с разными скоростями через одинаковые по площади проходного сечения патрубки (рис. 4).

По результатам, полученным с помощью компьютерного моделирования гидромеханических процессов, построили зависимости средней дисперсии концентраций компонентов от расстояния  $b$  после шнека, отнесеного к диаметру  $D$  трубы (рис. 5). Как следует из полученных зависимостей, наиболее резкое улучшение качества смешения компонентов наблюдается после шнека на расстоянии  $l = (0,6 \div 1,0)D$ , причем закономерность повторяется при различных входных скоростях смешиваемых компонентов. Данное явление можно объяснить нестационарностью течения жидкости, которая появляется при изменении интенсивности закрутки потока, причем наиболее резкое изменение происходит непосредственно за закручивающим устройством.

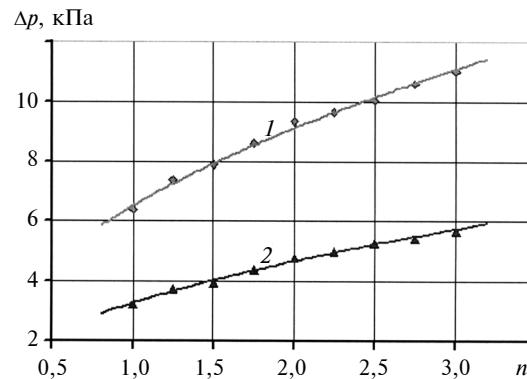
#### Изменение основных характеристик смесителя при изменении числа витков шнека

Для определения зависимости качества перемешивания компонентов от числа витков шнека при постоянном его шаге в качестве расчетной модели приняли трубу диаметром  $0,3$  м, в которую поступают два смешиваемых компонента со скоростями 1 и  $0,5 \text{ м/с}$ . Смесительное устройство — аксиальное

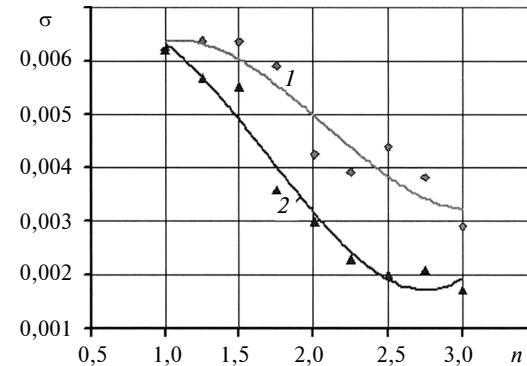
закручивающее устройство, выполненное в виде шнека с переменным числом витков. За минимум приняли число витков, равное 1,0 (т. е. поперечное сечение трубы полностью перекрывается шнеком), а максимальное число  $n = 3,0$ . Рассматривали основные характеристики смесительных устройств с шагом закрутки потока  $0,18$  и  $0,4$  м.

По полученным данным были построены зависимости (рис. 6) перепада  $\Delta p$  давления от числа  $n$  витков шнека при его шаге  $0,18$  м (кривая 1) и  $0,24$  м (кривая 2). Из полученных зависимостей следует, что основной перепад давления создается на первых витках шнека. Это можно объяснить тем, что именно на первых витках шнека ( $n = 1,0 \div 2,0$ ) потоку придается закрученное движение, а на последующих витках только поддерживается заданная интенсивность закрутки.

Дисперсию концентраций компонентов рассматривали в поперечном сечении трубы на расстоянии  $0,2$  м от закручивающего устройства, так как согласно проведенным исследованиям именно на этом расстоянии наблюдается резкое улучшение качества смешения. По результатам, полученным в ходе данных расчетов, были построены зависимости (рис. 7) дисперсии концентраций от числа витков шнека при его шаге  $0,18$  м (кривая 1) и  $0,24$  м (кривая 2). Полученные данные



**Рис. 6. Зависимости перепада  $\Delta p$  давления от числа  $n$  витков шнека**



**Рис. 7. Зависимости дисперсии  $\sigma$  концентраций компонентов смеси от числа  $n$  витков шнека в плоскости, перпендикулярной направлению движения**

подтвердили предположение, что закрученное движение придается потоку на первых витках шнека, так как именно после 1,5÷2,0 витков закручивающего устройства происходит резкое (на 38,4 и 58 % при шаге 0,18 и 0,24 м соответственно) увеличение эффективности смешения, после чего интенсивность роста эффективности уменьшается.

Таким образом, применение закручивающих устройств в прямоточных смесителях позволяет интенсифицировать процесс без существенного увеличения габаритных размеров аппарата. Поэтому необходимо детально изучить влияние геометрических размеров таких устройств на основные характеристики процесса смешения, для чего целесообразно использовать компьютерное моделирование гидромеханических процессов.

Стоит также отметить, что проведенные исследования смешения двухкомпонентной смеси позволяют выявить только качественные зависимости основных характеристик прямоточного смесителя, основанного на создании и поддержании закрученного движения, от его геометрических размеров и не отражают всей сложности процесса (влияние на процесс физико-химических свойств и

количества поступающих компонентов). Тем не менее полученные результаты упрощают разработку новых конструкций прямоточных вихревых смесителей повышенной эффективности.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Молоканов Ю. К. Процессы и аппараты нефтегазопереработки. М.: Химия, 1980. 408 с.
2. Плановский А. Н., Николаев П. И. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии. М.: Химия, 1972. 496 с.
3. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. 9-е изд. М.: Химия, 1973. 752 с.
4. Оценка эффективности работы прямоточных смесителей для перемешивания гомо- и гетерогенных систем / Ф. Ш. Хафизов, В. Г. Афанасенко, А. Ш. Хайбрахманов, И. Ф. Хафизов // Химическая промышленность. 2008. № 3. С. 153—155.
5. Применение пакетов прикладных программ при изучении курсов механики жидкости и газа: Учебное пособие / Т. В. Кондринин, Б. К. Ткаченко, М. В. Березникова и др. м.: МФТИ, 2005. 104 с.
6. Систер В. Г., Мартынов Ю. В. Принципы повышения эффективности тепломассообменных процессов. Калуга: Изд-во Н. Бочкоревой, 1998. 508 с.

УДК 532. 526. 2

И. В. ХОЛМОГОРОВ, Г. К. ХОМЯКОВ, канд. мед. наук,  
В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук (ИрГУПС, г. Иркутск)

## Обтекание жидкими средами твердого тела при малых числах Рейнольдса

Показано, что постоянная величина отношения сил инерции частиц ламинарного потока к силам вязкости в пограничном слое связана с микроскопическим увеличением толщины вязкого подслоя.

It was shown that constant value of ratio of inertia forces of laminar stream of particles to viscosity forces in the interface is related with microscopic growth of sticky sub-layer thickness.

**Постановка задачи.** В 1904 г. немецкий ученый Л. Прандтль впервые показал, что при обтекании жидкостью твердого тела близи твердой поверхности образуется пограничный слой. До 1945 г. основные исследования пограничного слоя проводились в Германии. Ввиду сложностей, возникающих при исследованиях огромного числа связанных единомолекул, фундаментальные исследования природы изменения твердого тела на микроравнине начали осуществлять только после 1945 г. В связи с

этим в гидромеханике силовое взаимодействие жидкостей с твердыми телами рассматривается без учета сил адгезии микрочастиц твердого тела. Решение некоторых задач молекулярной технологии связано с детальными исследованиями на микроравнине механизма проявления сил притяжения Ван-дер-Ваальса, т. е. сил когезии и адгезии. Следовательно, исследования взаимодействия потока частиц жидкости с поверхностью твердого тела актуальны при создании микроскопической теории адгезии

зионарного взаимодействия веществ. Эта теория необходима при разработке эффективных способов самоформирования nanoструктур в молекулярной технологии.

Целью работы является исследование адгезионного взаимодействия поверхности твердого тела с ламинарным потоком жидкости, характеризуемым малым числом Рейнольдса ( $Re < 10$ ). Задачей исследования стал анализ теоретических и экспериментальных данных, приводимых в технической литературе, о силовом взаимодействии потока жидкости с твердой поверхностью.

**Обтекание жидкими средами твердой поверхности.** Возникновение пограничного слоя связано с тем, что молекулы жидкости прилипают к поверхности твердого тела, образуя при этом первичный неподвижный граничный слой (вязкий подслой). При увеличении толщины этого слоя силы адгезии твердого тела и жидкости постепенно ослабля-

ются. Это приводит к тому, что скорость частиц жидкости в потоке от точки к точке в поперечном сечении, начиная от твердой поверхности, непрерывно изменяется.

Опыты показывают [1–3], что при учете толщины  $\delta_{\Pi}$  вязкого подслоя в качестве характерного размера в числе  $Re$  отношение сил инерции потока жидкости к силам вязкости есть величина постоянная:

$$Re = \frac{v\delta_{\Pi}}{\nu} = \text{const}, \quad (1)$$

где  $v$  — скорость движения частицы жидкости в направлении течения;  $\nu$  — кинематическая вязкость.

В связи с этим в работе [3] сделано предположение, что постоянство величины  $Re$  в уравнении (1) обусловлено силами адгезии твердого тела и жидкости.

Отметим, что законы движения жидкостей справедливы и для газов, если скорость потока частиц газа меньше скорости звука. В этом случае газы считаются несжимаемыми. Следовательно, можно ожидать, что механизмы воздействия сил адгезии твердой поверхности на частицы жидкости и воздуха идентичны. Напомним, что сила сопротивления воздушной среды движению крыла раскладывается на две составляющие: силу лобового сопротивления и подъемную силу. Можно предположить, что постоянная составляющая подъемной силы для крыла в виде плоской пластины бесконечного размаха обусловлена адгезионным взаимодействием молекул поверхности твердого тела с молекулами пограничного слоя. Действительно, в работе [4] показано, что для очень большого размаха крыльев коэффициент  $C_y$  подъемной силы пропорционален углу атаки  $\alpha$  и не зависит ни от скорости движения, ни от величины размаха:  $C_y = \text{const}\alpha$ , а для крыла в виде плоской пластины бесконечного размаха, накло-

ненной под малым углом атаки,  $C_y = 2\pi\alpha$ .

В работе [3] показано, что при  $Re = 2\pi$  течение жидкости в капилляре переходит в особый вид ламинарного течения, характеризуемый прилипанием частиц потока к неподвижному граничному слою.

#### Формпараметр при облитерации капилляра.

Основной прикладной задачей расчета пограничного слоя является определение закона распределения скоростей в нем и касательных напряжений на твердой поверхности. В этом случае нельзя обойтись без определения толщины  $\delta$  пограничного слоя. Учет параметра  $\delta$  для полубесконечной пластины основан на введении безразмерных переменных и предположении, что профили продольной составляющей скорости  $U_z$  в различных сечениях  $z$  пограничного слоя аффинно подобны между собой, т. е. могут быть совмещены друг с другом, если для переменных  $U_z$  и  $y$  выбрать подходящие масштабы (рисунок). В качестве таких масштабов выбирают:  $U_0$  — для  $U_z$  и  $\delta$  — для  $y$  и распределения скорости ищут в виде:  $U_z/U_0 = \phi(y/\delta)$ , где вид функции  $\phi$  не зависит от  $z$  [2];  $y$  — поперечная координата относительно поверхности обтекания.

Из-за недостаточной точности определения толщины  $\delta$  пограничного слоя в современной теории чаще используют понятия: толщина вытеснения  $\delta_1 = (1/2)\delta$ ; толщина потери импульса  $\delta_2 = (1/6)\delta$ ; толщина потери энер-

гии  $\delta_3 = (1/4)\delta$  [2]. При этом Б. Т. Емцов рассматривает толщину потери импульса как изменение импульса, пропорциональное величине  $\delta_2$  (потери, обусловленные трением). Поэтому распределение скоростей можно записать в виде:

$$U_z/U_0 = \phi(y/\delta_2, f). \quad (2)$$

$f$  — видоизмененный формпараметр  $\lambda$  Польгаузена [2];  $U_z$  — скорость течения жидкости по оси  $z$  — относительно пластины;  $U_0$  — скорость невозмущенного потока.

В соответствии с теорией размерности можно обозначить:  $U_z = L_L/t_L$ , где  $L_L$  — длина поверхности пластины при адгезионном взаимодействии с потоком жидкости;  $t_L$  — время обтекания пластины жидкостью, при котором происходит прилипание частиц ламинарного потока к вязкому подслою;

$$U_0 = L_{\Pi}/t_{\Pi},$$

где  $L_{\Pi} = L_L = L$ ;  $t_{\Pi}$  — время прохождения частицами потока расстояния  $L_{\Pi}$ ;

$y = r_{\Pi}$ , где  $r_{\Pi}$  — толщина вязкого подслоя в случае, когда ламинарное течение не сопровождается прилипанием частиц жидкости к пристенному слою;

$$\delta_2 = \Delta r,$$

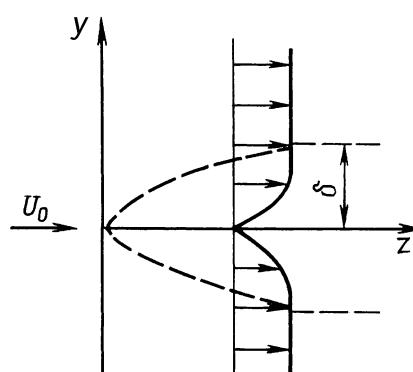
где  $\Delta r$  — микроскопическое увеличение толщины вязкого подслоя в случае особого вида ламинарного течения.

Подстановка указанных выше обозначений в уравнение (2) и сокращение подобных членов дает соотношение, описывающее особый вид ламинарного течения жидкости:

$$t_{\Pi}/t_L = \phi(r_{\Pi}/\Delta r, f), \quad (3)$$

где формпараметр  $f$  в работе [2] определяется как

$$f = \frac{\delta_2^2}{\nu} \frac{dU}{dz}. \quad (4)$$



Следовательно, из выражений (3) и (4) можно получить

$$f = \frac{\delta_2^2}{v} \frac{dU}{dz} = \frac{\Delta r^2}{v} \frac{L/t_\xi}{L} = \frac{\Delta r^2}{vt_\xi}, \quad (5)$$

где  $t_\xi$  — время, в течение которого происходит процесс увеличения толщины вязкого подслоя.

Выражение (5) можно преобразовать к виду:  $t_\xi = \Delta r^2/(vf)$ .

Таким образом, определен физический смысл формпараметра, который в неявном виде представляет временной параметр в процессе формирования неподвижного граничного слоя жидкости вблизи поверхности твердых тел.

Анализ, приведенный в работе [2], показал, что функция формпараметра соответствует уравнению

$$F(f) = a - bf, \quad (6)$$

где  $a$  и  $b$  — безразмерные постоянные.

Подстановка выражения (5) в равенство (6) приводит к формуле

$$F\left(\frac{\Delta r^2}{vt_\xi}\right) = a - b\left(\frac{\Delta r^2}{vt_\xi}\right).$$

В соответствии с работой [3]  $t_\pi/t_L = S_L/S_\pi = S_{\pi L}$ , где  $S_L$  — площадь поперечного сечения капилляра при облитерации;  $S_\pi$  — площадь поперечного сечения капилляра, когда ламинарное течение не сопровождается прилипанием частиц потока к вязкому подслою;  $S_{\pi L}$  — безразмерная величина, характеризующая увеличение толщины вязкого подслоя.

В работах [5, 6] показано, что  $S_{\pi L}(t_\xi) = 1 - \xi t_\xi$ , где  $S_{\pi L} = 1$  — описывает ламинарное течение в случае отсутствия увеличения

толщины вязкого подслоя со временем;  $\xi = 2\Delta r/r_\pi$ ;  $\xi t_\xi$  — увеличение толщины вязкого подслоя при облитерации.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1982. 712 с.
- Емцов Б. Т. Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1978. 463 с.
- Ванчиков В. Ц. Управление слоем трения в технологических процессах. Иркутск: ИрГУПС, 2006. 173 с.
- Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Механика. М.: Наука, 1969. С. 20.
- Ванчиков В. Ц. Облитерационное явление в капиллярах устройств гидроавтоматики. // Вестник машиностроения. № 1. 2006. С. 88.
- Ванчиков В. Ц. Микроскопические изменения в контактных системах // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 32, 33.

## В помощь конструктору и расчетчику

УДК [621.82:621.753.2].001.24

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),  
Б. А. ПОПОВ (ОАО "Демиховский машиностроительный завод")

### Совершенствование методики расчета соединения с натягом в результате учета контактной податливости стыка

По результатам экспериментальных исследований доказана справедливость предлагаемой методики расчета соединения с натягом с учетом контактной жесткости стыка.

A tightness joint calculation technique is proposed, validity of which has been confirmed by experimental investigations.

По существующей методике расчет соединения с измеренным натягом  $N$ , мм, при средних арифметических высотах  $Ra_1$  и  $Ra_2$ , мм, микронеровностей охватываемой и охватывающей поверхностей проводят по формуле

$$p_{\text{бк}} = \delta_{\text{расч}}/[d(C_1/E_1 + C_2/E_2)], \quad (1)$$

где  $p_{\text{бк}}$  — давление в стыке, МПа, вычисленное без учета контакт-

ной жесткости сопрягаемых поверхностей;  $d$  — диаметр сопрягаемых поверхностей, мм;  $\delta_{\text{расч}}$  — расчетный натяг, мм:

$$\delta_{\text{расч}} = N - 5(Ra_1 + Ra_2); \quad (2)$$

$C_1$ ,  $C_2$  — коэффициенты соответственно для вала и отверстия:

$$C_1 = \\ = [1 + (d_1/d)^2]/[1 - (d_1/d)^2] - \mu_1; \quad (3)$$

$$C_2 = \\ = [1 + (d_2/d)^2]/[1 - (d_2/d)^2] + \mu_2; \quad (4)$$

$d_1$  — диаметр отверстия (если оно есть) в охватываемой детали;  $d_2$  — наружный диаметр охватывающей детали;  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  — коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей;  $E_1$ ,  $E_2$  — модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей, МПа.

В работе [1] показано, что эта методика расчета неточна, так как при запрессовке с расчетным натягом  $\delta_{\text{расч}} = 0$  формула (1) дает результат  $p_{\text{бк}} = 0$ , но при этом сила запрессовки обычно больше нуля, что приводит к абсурдной величине коэффициента трения, равной бесконечности. Эта неточность объясняется наличием погрешности при вычислении давления в сопряжении деталей,

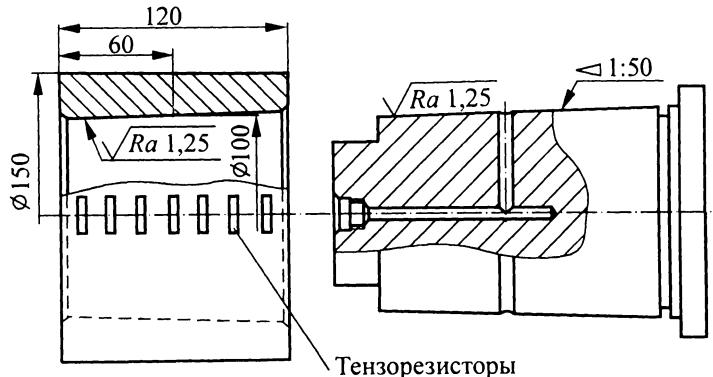


Рис. 1

вызванной пренебрежением контактными деформациями и использованием для расчета формулы (2).

В работе [2] приведены результаты экспериментального исследования конического соединения с натягом. Сопрягаемые поверхности выполнены с конусностью 1:50 (рис. 1). Материал вала и втулки — улучшенная сталь 40Х. Сравнивали прочность соединений при трех способах сборки: тепловом — с нагревом втулки в электропечи до 180 °С; гидропрессовом; с охлаждением вала в жидким азоте до -196 °С. Сопрягаемые поверхности образцов окончательно обрабатывали шлифованием ( $Ra = 1,25 \text{ мкм}$ ). Параметры шероховатости контролировали профилографом-профилометром модели 201 в трех продольных и двух поперечных сечениях. После изготовления все образцы измеряли. Предельные отклонения как профиля продольного сечения, так и отклонения от круглости соответствовали шестой степени точности по СТ СЭВ 636—77. Диаметральный натяг  $N$  в соединении создавали за счет осевого натяга  $S_a$ . Кроме того, контролировали с помощью тензорезисторов окружные напряжения  $\sigma_t$  на наружном диаметре втулки и эти напряжения с помощью известной формулы

$$p_{\text{оп}} = \sigma_t [1 - (d/d_2)^2]/[2(d/d_2)^2]$$

пересчитывали на давления  $p_{\text{оп}}$  в сопряжении, полученные опытным путем.

новывается этим отклонением формы.

В работе [3] получена зависимость сближения  $\delta_p$  при повторном нагружении номинальным давлением  $p$  в контакте, учитываящего деформацию микронеровностей, волн и макроотклонений, от параметров, известных на стадии проектирования:

$$\frac{\delta_p}{R} = c_0 \epsilon \left( \frac{p}{E} \right)^{0,5}, \quad (5)$$

где  $Ra = (Ra_1 + Ra_2)/2$  — средняя арифметическая высота микронеровностей контактирующих поверхностей;  $c_0$  — безразмерный параметр, зависящий от вида обработки поверхностей и направления следов обработки, равный 160 для контактирующих поверхностей, полученных торцевым точением или строганием, в случае параллельности следов обработки и равный 500 в остальных случаях (для контактирующих поверхностей, полученных шлифованием или фрезерованием

Таблица 1

Способ сборки	$S_a$ , мм	$p_{\text{бк}}$ , МПа	$F_a$ , кН	$p_{\text{оп}}$ , МПа	$N$ , мм	$p_K$ , МПа	$p_{\text{бк}}/p_{\text{оп}}$	$p_K/p_{\text{оп}}$
Тепло-вой	3,96	41,06	302,43	33,52	0,082	34,46	1,227	1,029
	4,07	42,14	415,62	36,65	0,084	35,33	1,150	0,965
	5,20	51,90	459,82	46,26	0,101	43,92	1,121	0,949
	6,08	63,01	557,13	55,17	0,120	53,78	1,141	0,974
	6,94	71,93	596,72	62,82	0,135	61,76	1,145	0,983
	7,81	80,95	617,11	73,01	0,151	69,88	1,108	0,957
	8,22	85,06	828,00	75,26	0,158	73,69	1,130	0,979
	9,48	98,39	716,77	92,81	0,181	85,81	1,060	0,925
	8,87	91,92	755,58	86,63	0,170	79,88	1,061	0,922
	6,80	70,76	696,00	63,50	0,133	60,77	1,115	0,957
С охлаждением	2,29	24,21	135,93	13,64	0,053	20,09	1,921	1,594
	9,05	95,06	819,97	84,77	0,175	82,80	1,121	0,976
	3,49	36,75	349,86	24,70	0,075	30,66	1,486	1,241
	4,76	50,08	486,77	41,36	0,098	42,33	1,210	1,023
	4,33	45,67	434,24	40,96	0,090	38,47	1,115	0,938
	7,03	73,60	578,20	60,17	0,138	63,29	1,223	1,051
	3,93	41,26	267,54	22,83	0,083	34,64	1,811	1,519
	4,92	51,74	420,42	42,92	0,101	43,74	1,205	1,020
	8,05	85,16	613,48	67,30	0,158	73,78	1,266	1,096
Гидропрессовый с маслом MC-20	6,08	62,62	385,92	53,12	0,119	53,42	1,179	1,006
	8,02	83,20	619,36	77,42	0,155	71,97	1,075	0,93
	10,03	103,98	732,16	89,38	0,190	90,34	1,163	1,017
	9,05	93,79	836,43	89,18	0,173	81,61	1,051	0,914
	5,02	52,04	471,38	49,20	0,101	44,01	1,057	0,894
	7,08	73,40	546,84	67,91	0,138	63,11	1,081	0,929
	4,05	42,04	221,77	25,38	0,084	35,25	1,654	1,388
	7,05	73,21	445,70	64,78	0,137	62,93	1,130	0,971
	9,02	93,39	754,60	80,85	0,172	81,24	1,156	1,005

независимо от направления следов обработки и полученных торцевым токением или строганием при непараллельности следов обработки);  $\varepsilon = f(\Delta - W_{\max})$  — коэффициент влияния масштаба, зависящий от допуска  $\Delta$  плоскостности, определяемого степенью точности по ГОСТ 24643—81 и наибольшим размером  $l$  контактной поверхности, а также наибольшей высотой  $W_{\max}$  волны (если контактирующие поверхности шабрили, то разность  $\Delta - W_{\max}$  можно принимать равной 0,8 максимальной глубины шабровочных впадин);  $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$  — приведенный модуль упругости.

После замены

$$c = Rac_0/E^{0,5}, \quad (6)$$

где  $c$  — коэффициент, отражающий влияние конструктивных и технологических параметров стыка (размерность константы  $c$  —  $\text{мм}^2/\text{Н}^{0,5}$ ), зависимость (5) принимает вид

$$\delta_p = c\varepsilon p^{0,5}. \quad (7)$$

Коэффициент влияния масштаба  $\varepsilon = \delta_p/\delta_{p0}$ , где  $\delta_{p0} = cp^{0,5}$  — сближение контактных поверхностей, наибольший размер которых  $l_0 = 50$  мм выбран за этalon. Принимают:

$\varepsilon = 1$  при  $l = 50$  мм;  $\varepsilon = l/50$  при  $l < 50$  мм; при  $l > 50$  мм, если  $3a^{1/3} < a$ , то  $\varepsilon = 3a^{1/3}$ , и, если  $3a^{1/3} > a$ , то  $\varepsilon = 0,5a + (1 - a^2/12)^{1/2}$ , где  $a = (\Delta - W_{\max})/\delta_{p0}$ .

З. М. Левиной и Д. Н. Решетовым [4] было рекомендовано измеренный натяг  $N$  представлять как сумму двух слагаемых: диаметрального натяга  $\delta_1$  гладких цилиндрических деталей и удвоенной величины контактного радиального сближения  $\delta_2$ , нелинейно связанного с давлением  $p$  в стыке.

С учетом работ [1, 3, 4] для расчета соединения с натягом предлагается формула в виде суммы двух слагаемых: диаметрального натяга гладких поверхно-

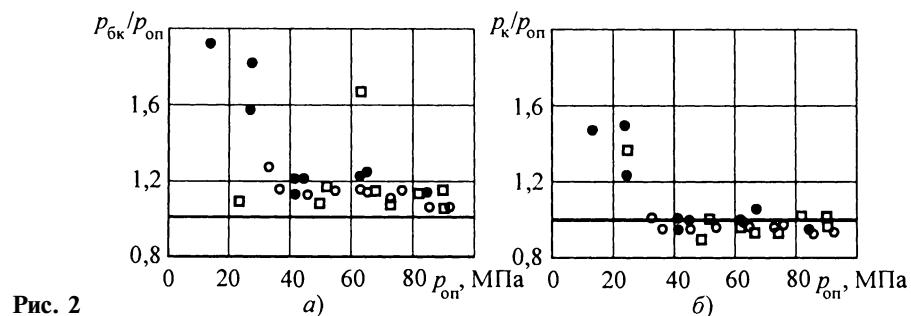


Рис. 2

стей (1) и удвоенного контактного радиального сближения (7):

$$N = \delta_1 + 2\delta_2 = p_k d(C_1/E_1 + C_2/E_2) + 2c\varepsilon p_k^{0,5}, \quad (8)$$

где  $p_k$  — давление, вычисляемое с учетом контактной жесткости сопрягаемых поверхностей;  $d$  — диаметр сопрягаемых поверхностей;  $C_1, C_2$  — коэффициенты вала и отверстия, вычисляемые по формулам (3), (4).

Отметим, что в предлагаемой методике не используется понятие расчетного натяга. Решая уравнение (8) относительно  $p_k$ , МПа, получаем

$$p_k = [(\sqrt{(c\varepsilon)^2 + NS} - c\varepsilon)/S]^2, \quad (9)$$

где  $N$  — измеренный натяг, мм;  $c$  — коэффициент,  $\text{мм}^2/\text{Н}^{0,5}$ , отражающий влияние конструктивных и технологических параметров стыка, вычисляемый по формуле (6);  $S = d[(C_1/E_1) + (C_2/E_2)]$  — коэффициент,  $\text{мм}^3/\text{Н}$ .

В коническом соединении, описанном выше, сопрягаемые детали многократно собирали и разбирали. Поэтому можно считать, что каждую реализацию соединения с натягом получали после нескольких нагружений контактирующих поверхностей и для их расчета пригодны формулы (8), (9).

По приведенному в работе [2] значению  $p_{bk}$ , используя формулу (1), вычислим расчетный натяг  $\delta_{\text{расч}}$ , а по нему с помощью формулы (2) измеренный натяг  $N$  и по формуле (9) значения  $p_k$ . Эти данные приведены в графах 6 и 7 табл. 1. Значения отношений

$p_{bk}/p_{op}$  и  $p_k/p_{op}$ , характеризующие степень совпадения давлений, рассчитанных по существующей и предлагаемой методикам, с опытными данными, даны в графах 8 и 9 табл. 1 и на рис. 2, *a*, *b*, на котором светлые кружки соответствуют тепловой сборке соединения, темные — сборке с охлаждением, квадратики — гидропрессовой сборке.

Из анализа данных граф 8 и 9 табл. 1, а также рис. 2 следует, что при средних и высоких натягах расчет по существующей методике (см. рис. 2, *a*) завышает давление в сопряжении на 15÷20 %, а результат расчета по предлагаемой методике (см. рис. 2, *b*) практически совпадает с экспериментальными данными (погрешность расчета 5÷10 %). Отсюда можно заключить, что погрешность расчета по существующей методике вызвана пренебрежением контактными деформациями сопрягаемых поверхностей и что расчет целесообразно проводить по предлагаемой методике, учитывающей эти деформации.

В работе [5] приведены результаты исследования соединения (рис. 3) внутреннего кольца конического подшипника 7311 с

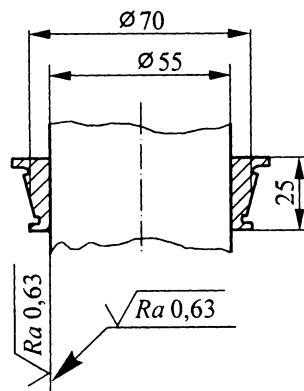


Рис. 3

Параметр	Значение параметра для соединения "вал — кольцо подшипника"							
	Механическая запрессовка				Гидропрессовая сборка			
$N$ , мм	0,0126	0,0206	0,0276	0,0666	0,0126	0,0156	0,0266	0,0666
$F_a$ , Н	5600	12 200	12 500	40 000	8700	11 200	18 600	54 500
$p_{бк}$ , МПа	4,79	10,63	15,74	44,23	4,79	6,98	15,01	44,23
$p_k$ , МПа	6,31	11,23	15,68	41,45	6,31	8,13	15,04	41,45

валом червячного редуктора ( $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа). Посадочная поверхность вала — шлифованная. Часть соединений получали механической запрессовкой, а часть — с помощью гидропрессовой сборки. Экспериментально получены значения измеренного натяга  $N$  и осевой силы  $E_a$ , а по формуле (1) вычислено давление  $p_{бк}$ . Эти данные, а также значения давления  $p_k$  в сопряжении, рассчитанные по формуле (9), приведены в табл. 2.

В ОАО "Демиховский машиностроительный завод", занимающимся изготовлением железнодорожного мотор-вагонного подвижного состава, напрессовывают центры зубчатых колес и железнодорожные колеса (рис. 4, а) на оси колесных пар моторного вагона и железнодорожные цельнокатаные колеса (рис. 4, б) на оси колесных пар прицепного вагона. Материалы: центр зубчатого колеса — сталь 20Л по ГОСТ 977—88; ступица железнодорожного колеса моторного вагона — сталь 25ЛК20 по ГОСТ 977—88; цельнокатаные колеса — сталь марки 1 по ГОСТ 10791—89; оси — сталь осевая по ГОСТ 4728—96. Перед сборкой замеряют посадочные диаметры осей и растачивают отверстия охватывающих деталей до диаметров, при которых обеспечивается сила запрессовки: центра зубчатого колеса — 560÷845 кН; ступицы железнодорожного колеса моторного вагона — 735÷980 кН; цельнокатаного колеса — 750÷1050 кН.

Результаты измерений натягов  $N$  и сил  $F_a$  напрессовки, проведенных в процессе сборки колесных пар (рассматривается выбор-

ка результатов, полученных при сборке 16÷22 января 2004 г.), а также значения  $p_{бк}$  и  $p_k$ , рассчитанные на основе этих экспериментальных данных, приведены в табл. 3. Значения натягов близ-

ки к значениям, соответствующим посадкам: центра зубчатого колеса на ось —  $H7/s6$ ; железнодорожного колеса моторного вагона на ось —  $H7/u6$ ; железнодорожного колеса прицепного ваго-

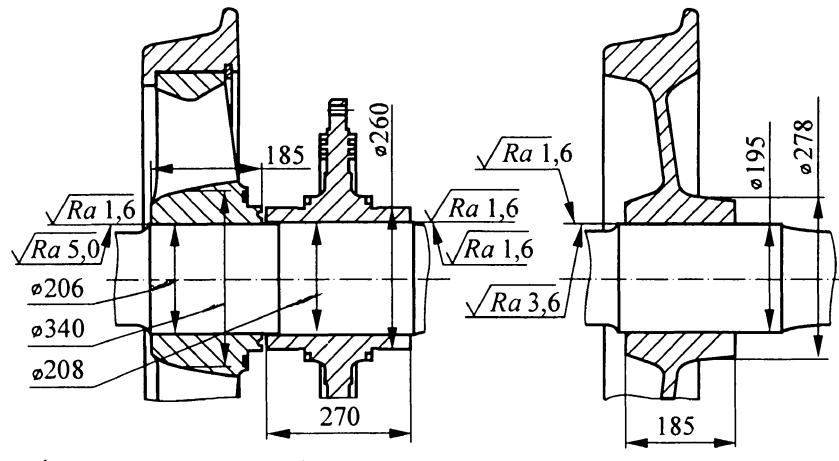


Рис. 4

Таблица 3

Соединение	$N$ , мм	$F_a$ , кН	$p_{бк}$ , МПа	$p_k$ , МПа	$p_{бк}/p_k$
"Ось — центр зубчатого колеса"	0,13	860	20,38	18,04	1,12
	0,14	590	22,16	19,66	1,12
	0,14	710	22,16	19,66	1,12
	0,13	730	20,38	18,04	1,12
	0,13	730	20,38	18,04	1,12
	0,13	640	20,38	18,04	1,12
	0,14	770	22,16	19,66	1,12
	0,14	700	22,16	19,66	1,12
	0,13	620	20,38	18,04	1,12
	0,13	750	20,38	18,04	1,12
"Ось — железнодорожное колесо моторного вагона"	0,25	960	69,80	59,10	1,18
	0,23	820	63,36	53,55	1,18
	0,25	810	69,80	59,10	1,18
	0,24	790	66,58	56,32	1,18
	0,25	960	69,80	59,10	1,18
	0,23	790	63,36	53,55	1,18
	0,26	960	73,04	61,89	1,18
	0,25	910	69,80	59,10	1,18
	0,23	940	63,36	53,55	1,18
	0,25	840	69,80	55,10	1,18
"Ось — железнодорожное колесо прицепного вагона"	0,23	800	55,30	47,34	1,16
	0,23	900	55,30	47,34	1,16
	0,24	1090	58,03	49,74	1,16
	0,24	1010	58,03	49,74	1,16
	0,24	840	58,03	49,74	1,16
	0,24	960	58,03	49,74	1,16
	0,24	980	58,03	49,74	1,16
	0,24	900	58,03	49,74	1,16
	0,23	960	55,30	47,34	1,16
	0,23	1030	55,30	47,34	1,16

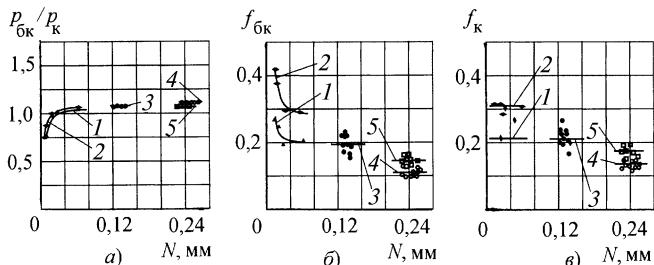


Рис. 5

на ось —  $H7/u6$ . Из анализа таблицы видно, что значения  $p_{бк}$ , вычисленные по существующей методике расчета, больше значений  $p_k$ , вычисленных по предлагаемой методике, причем с возрастанием полусуммы средних арифметических высот шероховатостей  $(Ra_1 + Ra_2)/2$  от 1,6 мкм до 2,9÷3,5 мкм эта разница увеличивается от 12 до 16÷18 %.

Согласно сделанному выше выводу принимаем, что рассчитанное по формуле (9) давление  $p_k$  близко к истинному. Поэтому отношение  $p_{бк}/p_k$  будет характеризовать погрешность существующего расчета при оценке давления в сопряжении. На рис. 5, а, представлены отношения  $p_{бк}/p_k$  давлений, приведенных в табл. 2 и 3, в зависимости от измеренного натяга  $N$  для соединений: 1 — "вал — кольцо подшипника" (механическая запрессовка), 2 — "вал — кольцо подшипника" (гидропрессовая сборка) (см. табл. 2), 3 — "ось — центр зубчатого колеса", 4 — "ось — железнодорожное колесо моторного вагона", 5 — "ось — железнодорожное колесо прицепного вагона" (см. табл. 3).

Из анализа рис. 5 следует, что при натягах 20÷30 мкм (кривая 1), соответствующих посадкам  $H7/k6$ , расчет по существующей методике дает значения  $p_{бк}$ , меньшие приблизительно на 40 % значений  $p_k$ , вычисленных по предлагаемой методике расчета. При натягах, больших 60 мкм (кривые 3, 4, 5), соответствующих посадкам  $H7/p6$  и более тугим, значения  $p_{бк}$ , вычисленные по существующей методике расчета, больше на 10÷20 % значений  $p_k$ , вычисленных по предлагаемой методике.

Коэффициент  $f$  трения в соединении связан, как известно, с осевой силой  $F_a$ , приводящей к сдвигу контактирующих поверхностей, с давлением  $p$  в стыке и длиной  $l$  сопряжения формулой

$$f = F_a / (p \pi d l). \quad (10)$$

Данные табл. 2 и 3 позволили вычислить по формуле (10) значения коэффициента трения  $f_{бк}$  (рис. 5, б) и  $f_k$  (рис. 5, в) при давлении в соединениях соответственно  $p_{бк}$  и  $p_k$  (обозначения соединений те же, что и на рис. 5, а). Анализ графиков показал, что если значения  $f_{бк}$  с увеличением натяга уменьшаются, то значения  $f_k$  практически не зависят от его величины. Получено, что коэффициент трения  $f_k$  чувствителен к средней арифметической высоте микронеровностей: для пары трения сталь — сталь

при полусумме  $(Ra_1 + Ra_2)/2$ , равной от 0,63 до 1,6; 2,9; 3,5 мкм средний коэффициент трения  $f_k$  соответственно составил 0,21 (рис. 5, в, кривые 1 и 3), 0,18 (кривая 5), 0,14 (кривая 4). Гидропрессовая сборка (кривая 2) повышает коэффициент трения по сравнению с механической запрессовкой (кривая 1) приблизительно в 1,5 раза (от 0,21 до 0,31).

В работе [6] была поставлена задача экспериментально оценить влияние различных видов обработки поверхностей сопряжения на коэффициент трения покоя для соединения с натягом, осуществляющего путем нагревания охватывающей детали (применительно к соединениям "вал — шестерня электровозов"). Получены следующие экспериментальные данные для коэффициента трения (приведены средние значения): точение 5-го класса чистоты — 0,110 ( $Ra = 2,5 \div 5,0$  мкм); точение 6-го класса чистоты — 0,134 ( $Ra = 1,25 \div 2,5$  мкм); шлифование до 7÷8-го класса чистоты — 0,155 ( $Ra = 0,32 \div 1,25$  мкм); притирка после шлифования — 0,272 ( $Ra = 0,08 \div 0,32$  мкм).

Отметим, что ранее М. А. Саверин проводил экспериментальные исследования [7], при которых механически напрессовывали втулку на вал. Детали имели размеры  $d_1 = 0$ ,  $d = 40$  мм,  $d_2 = l = 60$  мм. Были испытаны три комбинации материалов: вал — сталь 45, втулка — сталь 45; вал — сталь 45, втулка — чугун СЧ21; вал — бронза ОЦС 6-6-3, втулка — чугун СЧ21. Посадочные поверхности характеризовались следующей чистотой обработки: втулки —  $Ra_2 = 1,0 \div 1,25$  мкм (точение), валы — в первом случае  $Ra_1 = 1,0 \div 1,25$  мкм (шлифование), во втором случае  $Ra_1 = 3,2 \div 4,0$  мкм (точение). Для первой комбинации материалов были получены коэффициенты трения при провороте соответственно 0,125 и 0,12 (при  $p_{бк} = 200$  МПа), для второй комбинации — 0,1 и 0,08 (при  $p_{бк} = 100$  МПа), для третьей комбинации — 0,1 и 0,08 (при  $p_{бк} = 20$  МПа).

Таким образом, наш вывод о чувствительности коэффициента трения к средней арифметической высоте микронеровностей подтверждается результатами исследований, приведенными в работе [6], и экспериментов М. А. Саверина.

## Выводы

1. По результатам экспериментального исследования доказана достаточная точность расчета (погрешность расчета 5÷10 %) контактного давления по предлагаемой формуле, учитывающей контактную жесткость сопрягаемых поверхностей.

2. Показано, что существующая методика расчета при натягах, соответствующих посадкам  $H7/k6$ , занижает давление приблизительно на 40 %, а при больших натягах, соответствующих посадкам  $H7/p6$  и более тугим, завышает давление на 10÷20 %.

Таким образом, расчет рабочего радиального зазора в подшипниках качения по существующей методике завышает значение зазора. Наоборот, в соединениях с большим натягом можно допускать значение измеренного натяга на 10÷15 % большее, чем принимают в настоящее время из условия обеспечения прочности ступицы.

3. Коэффициент трения практически не зависит от натяга в соединении. Он снижается с увеличением полусуммы  $(Ra_1 + Ra_2)/2$ . Гидропрессовая сборка повышает коэффициент трения по сравнению с механической запрессовкой.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов А. С., Воронцов А. В., Терехин С. А. Расчет соединения с натягом на несдвигаемость с учетом контактной жесткости сопрягаемых поверхностей // Вестник машиностроения, 2003. № 2. С. 19–22.

2. Гречищев Е. С., Ильяшенко А. А. Соединения с натягом. М.: Машиностроение, 1981. 247 с.

3. Иванов А. С., Измайлова В. В. Расчет контактной деформации при конструировании машин // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2006. № 8. С. 3–10.

4. Левина З. М., Решетов Д. Н. Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.

5. Федоров Б. Ф., Поляков В. М., Федоров В. Б. К вопросу прочности посадки тонкостенных деталей, образованных гидропрессовым методом // Вопросы совершенствования технологических процессов в машиностроении. Вып. 5. Ижевск: 1974. С. 28–33.

6. Головатый А. Т., Прокуряков С. И. Технологическая обработка поверхностей и прочность соединения с натягом // Вестник машиностроения. 1972. № 4. С. 31–33.

7. Саверин М. А., Саверин М. М. Соединение деталей с гарантированным натягом // Детали машин: Сборник материалов по расчету и конструированию. В 2 кн. / Под ред. Н. С. Ачеркана. М.: Машгиз, Кн. 1. 1953. С. 52–66.

## Цикл статей

### "Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

(под общей редакцией академика Российской академии космонавтики и Российской инженерной академии, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 621.89:536.24

Н. П. СТАРОСТИН, д-р техн. наук, А. С. КОНДАКОВ, канд. физ.-мат. наук, М. А. ВАСИЛЬЕВА  
(Институт проблем нефти и газа СО РАН, г. Якутск)

## Тепловая диагностика трения в подшипниках скольжения

Рассматривается квазитрехмерная тепловая математическая модель для подшипника скольжения из полимерного композиционного материала с учетом переменности поперечного сечения вала по длине. Приводится алгоритм решения граничной обратной задачи по восстановлению момента трения по температурным измерениям. Вычислительными экспериментами показана эффективность разработанного алгоритма и его устойчивость к погрешностям температурных измерений. Экспериментами с подшипником скольжения подтверждена возможность практического использования предлагаемого метода для восстановления момента трения в реальных сопряжениях.

A quasi-three-dimensional thermal mathematical model for slider bearing from polymer composite material is considered subject to a variability of shaft's cross-section along the length. The boundary inverse problem solution algorithm on restoring of frictional moment per temperature measurement data is presented. The efficiency of elaborated algorithm and its steadiness to the temperature measurement inaccuracy has been shown with the help of computational approaches. A possibility of practical use of proposed method for restoring of frictional moment in real interfacings has been confirmed experimentally.

**Введение.** Создание машин и механизмов связано с проведением стендовых и эксплуатационных испытаний, которые сопряжены с большими материальными затратами и часто имеют единичный характер. Для повышения информативности таких испытаний используются методы решения обратных задач [1]. В данной работе предлагается использовать аппарат решения обратных задач теплообмена для получения данных о потерях механической энергии на трение. Рассматриваются подшипники скольжения из полимерных композиционных материалов, в которых затраты на трение характеризуются моментом трения. Зависимости момента трения от времени используются для прогнозирования работоспособности и оценки технического состояния узла трения. В то же время существующие методы непосредственного замера момента трения предусматривают использование громоздких упругих элементов, размещение которых в стендовых установках и эксплуатирующейся технике крайне затруднено.

Это приводит к необходимости определять работу, затраченную на трение, по замерам других ве-

личин, достаточно хорошо коррелирующих с ис-  
комой. С точки зрения доступности измерений  
наиболее выгодной является информация о темпе-  
ратуре, для измерения которой не требуется слож-  
ного и громоздкого оборудования. Температура бо-  
лее доступна для непосредственного измерения,  
включая самые неблагоприятные случаи. Регистра-  
ция температуры в окрестности зоны трения, по-  
строение математической тепловой модели, адек-  
ватной процессу теплообмена в сопряжении, и ре-  
шение соответствующей граничной обратной  
задачи позволяют восстановить теплоту, выделившуюся  
в результате трения. Поскольку практически  
вся энергия, затрачиваемая на трение, транс-  
формируется в теплоту [2, 3], получаем также ко-  
личественную оценку момента трения.

Замеры температуры в том или ином объеме  
традиционно проводятся практически при любых  
испытаниях техники. Поэтому восстановление мо-  
мента трения по значениям температур, измеряе-  
мых в различных точках одного из элементов со-  
пряженения, — один из наиболее логичных путей по-  
вышения информативности испытаний с целью  
достоверной диагностики и контроля технического  
состояния опор скольжения.

В работе [4] нами разработан метод тепловой  
диагностики трения, позволяющий восстанавливать  
момент трения в подшипниках скольжения по  
замеру температуры на основе решения граничной  
обратной задачи теплообмена. При этом предполагалось,  
что теплофизические характеристики не за-  
висят от температуры, и решалась соответствую-  
щая линейная граничная обратная задача. Для  
многих композиционных полимерных материалов  
антифрикционного назначения теплофизические  
свойства изменяются существенно в диапазоне из-  
менения температуры в реальных узлах трения.  
Традиционно используемое в таких случаях усред-  
нение теплофизических свойств материалов может  
привести к большим погрешностям при восстанов-  
лении функции интенсивности тепловыделения  
(момента трения).

**Квазитрехмерная математическая тепловая мо-  
дель.** Пусть металлический вал с переменным се-  
чением опирается на цилиндрическую втулку из  
антифрикционного полимерного материала  
(рис. 1). В зоне контакта вала с подшипником  
( $|\varphi| \leq \varphi_0$ ) происходит тепловыделение с интенсив-  
ностью  $Q(t)$ , изменяющейся во времени  $t$ . Угол  
контакта  $2\varphi_0$  известен и за время испытаний  $t_m$  из-  
меняется незначительно, что позволяет считать его  
постоянным.

Примем следующие основные допущения:

- 1) распределение температуры по длине втулки и обоймы однородно;
- 2) распределение температуры в подшипнике с обоймой симметрично относительно оси нагружения;

3) частота вращения вала достаточно высока, и  
тепловой поток на поверхности трения вала со  
втулкой распределен равномерно;

4) распределение температуры в любом попе-  
речном сечении вала однородно.

При принятых допущениях температуру во втул-  
ке с обоймой представим как функцию  $T(r, \varphi, t)$  трех  
переменных величин: радиуса, угла и времени.

Температуру в вале представим как функцию  
 $U(z, t)$  двух переменных: координаты по длине и вре-  
мени. Таким образом, вал представляется одномер-  
ным стержнем переменного сечения, втулка с обой-  
мой — плоским элементом, ортогональным валу.

В силу допущений 3 и 4 температура в вале с  
учетом отвода теплоты во втулку определяется из  
одномерного уравнения теплопроводности:

$$C_1(U)S(z)\frac{\partial U}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z}\left[S(z)\lambda_1(U)\frac{\partial U}{\partial z}\right] - P(z)\alpha_1(U - T_{cp}) + \\ + \theta(z)\left[Q(t) + 2R_1 \int_0^{\varphi_0} \lambda_2(T)\frac{\partial T}{\partial r}\Big|_{r=R_1} d\varphi\right] \quad (1)$$

при  $U = U(z, t)$ ,  $0 < z < L$ ,  $0 < t \leq t_m$  и

$$\theta(z) = \begin{cases} 1, & z \in A, \\ 0, & z \notin A, \end{cases}$$

где  $A$  — множество точек зоны контакта вала со  
втулкой;  $C_1(U)$ ,  $\lambda_1(U)$  — коэффициенты объемной  
теплоемкости и теплопроводности соответственно;  
 $\alpha_1$  — коэффициент теплообмена поверхности вала  
со средой;  $L$  — длина вала;  $S(z)$  и  $P(z)$  — функции  
площади и периметра сечений вала по длине.

Процесс теплопроводности во втулке с обоймой  
с учетом допущений 1 и 2 описывается двумерным  
уравнением:

$$C(T)\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\lambda(T)\frac{\partial T}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\lambda(T)\frac{\partial T}{\partial \varphi}\right) \quad (2)$$

при  $0 < t \leq t_m$ ,  $R_1 < r < R_3$ ,  $0 < \varphi < \pi$ , где  $C(T) =$   
 $= C_2(T)$ ,  $\lambda(T) = \lambda_2(T)$  — для полимерной втулки;  
 $C(T) = C_3(T)$ ,  $\lambda(T) = \lambda_3(T)$  — для материала  
обоймы.

Температуры во втулке с обоймой и в вале свя-  
заны уравнением (1) и в силу допущений 1 и 4 тем-  
пература в зоне контакта втулки равна усредненной  
температуре вала в зоне трения:  $T(R_1, \varphi, t) =$   
 $= \frac{1}{d_A} \int U(z, t) dz$  при  $|\varphi| \leq \varphi_0$ , где  $d$  — длина подшип-  
ника.

На концах вала задаются граничные условия I  
или III рода с коэффициентом теплообмена  $\alpha_1$ . На  
свободных поверхностях втулки и обоймы задают-  
ся граничные условия конвективного теплообмена

с окружающей средой с коэффициентами теплообмена  $\alpha_2$  и  $\alpha_3$  соответственно.

Согласно допущению 2 принимаются условия симметрии температурного поля втулки с обоймой по оси нагружения.

Начальное распределение температуры в узле трения будем считать однородным и постоянным:  $T(r, \varphi, 0) = U(z, 0) = T_0$ .

При заданной функции  $Q(t)$  интенсивности тепловыделения температуры  $T(r, \varphi, t)$  и  $U(z, t)$  определяются решением уравнений (1) и (2) с заданными начальным и граничными условиями известным методом конечных разностей [5]. При этом для решения связанных уравнений (1) и (2) применяется алгоритм, основанный на методе совместной прогонки [4]. Получающиеся при этом нелинейные трехточечные системы алгебраических уравнений решались методом итераций. Решения на каждой итерации находились методом прогонки.

**Тепловая диагностика трения.** Пусть в подшипнике скольжения (см. рис. 1) во втулке 2 заданы замеры температуры  $f(\varphi_i, t)$  по времени в точках с угловыми координатами  $\varphi_i$ ,  $i = \overline{1, M}$  при фиксированном радиусе  $R$ . Тепловая диагностика трения заключается в определении функции интенсивности тепловыделения  $Q(t)$  и функции момента трения  $M(t)$ , связанных соотношением  $M(t) = Q(t)R_{B2}/V$  (где  $V$  – скорость вала, м/с) по известным измеренным температурам  $f(\varphi_i, t)$ . Поставленная задача относится к обратным задачам теплообмена, известная некорректность которых требует привлечения для их решения методов регуляризации. Для решения подобных задач одним из наиболее эффективных является метод итерационной регуляризации [1] на основе минимизации функционала невязки:

$$J[Q(t)] = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^M \int_0^{t_m} [T(R, \varphi_i, t) - f(\varphi_i, t)]^2 dt, \quad (3)$$

характеризующего меру отклонения измеренных температур  $f(\varphi_i, t)$  от температур  $T(R, \varphi_i, t)$ ,  $i = \overline{1, M}$ , полученных совместным решением уравнений (1) и (2) при текущем приближении функции интенсивности тепловыделения  $Q(t)$ .

**Алгоритм итерационного решения обратной задачи.** Для решения поставленной обратной задачи итерационным методом сопряженных градиентов необходимо определить градиент функционала невязки (3), т. е. найти производную Фреше  $J'[Q(t)]$ . Эффективным методом определения градиента является введение в рассмотрение сопряженной краевой задачи [5]. Для нахождения вариации функции Лагранжа определяется приращение температуры. Дадим управлению  $Q(t)$  приращение  $\Delta Q(t)$ , при этом температуры  $T(r, \varphi, t)$  и  $U(z, t)$  по-

лучат приращения  $v(r, \varphi, t)$  и  $w(z, t)$  соответственно. Рассматривая уравнения (1) и (2) при управлении  $Q$  и  $Q + \Delta Q$ , для приращений  $v(r, \varphi, t)$  и  $w(z, t)$  получим уравнения:

$$\begin{aligned} S(z) \frac{\partial(C_1 w)}{\partial t} &= \frac{\partial}{\partial z} \left( S(z) \frac{\partial(\lambda_1 w)}{\partial z} \right) - P(z)\alpha_1 w + \\ &+ \theta(z) \left[ \frac{\Delta Q(t)}{d} + 2R_1 \int_0^{\varphi_0} \frac{\partial(\lambda_2 v)}{\partial r} \right] \Big|_{r=R_1} d\varphi; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\frac{\partial(Cv)}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial(\lambda v)}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2(\lambda v)}{\partial \varphi^2} \quad (5)$$

при  $0 < t \leq t_m$ ,  $R_1 < r < R_3$ ,  $0 < \varphi < \pi$ , связанных условием  $v(R_1, \varphi, t) = \frac{R_{B2}}{S_A A} \int_A w(z, t) dz d\varphi$  при  $|\varphi| \leq \varphi_0$

и с аналогичными прямой задаче граничными условиями. Начальное условие задачи в приращениях имеет вид:  $v(r, \varphi, 0) = w(z, 0) = 0$ .

Используя вариации функции Лагранжа и основную теорему вариационного исчисления, получим сопряженную краевую задачу относительно функций  $\Phi(z, t)$  и  $\Psi(r, \varphi, t)$ :

$$\begin{aligned} -C_1(U)S(z) \frac{\partial \Phi}{\partial t} &= \lambda_1(U)S(z) \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} - P(z)\alpha_1 \Phi + \\ &+ 2\theta(z)R_1 \int_0^{\varphi_0} \left[ \lambda_2(T) \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\Psi}{r} \right) \right] \Big|_{r=R_1} d\varphi \end{aligned} \quad (6)$$

при  $0 < z < L$ ,  $0 < t < t_m$ ;

$$\begin{aligned} -C(T) \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\Psi}{r} \right) &= \frac{\lambda(T)}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\Psi}{r} \right) \right) + \\ &+ \frac{\lambda(T)}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} \left( \frac{\Psi}{r} \right) + \frac{1}{r} \sum_{j=1}^M [T(R, \varphi_j, t) - \\ &- f(\varphi_j, t)] \bar{\delta}(r - R) \bar{\delta}(\varphi - \varphi_j) \end{aligned} \quad (7)$$

при  $\bar{\delta}(x) = \begin{cases} 1, & x = 0; \\ 0, & x \neq 0, \end{cases}$

связанных равенством:  $\frac{\Psi(R_1, \varphi, t)}{R_1} = \frac{1}{\varphi_0 A} \int_A \Phi(z, t) dz d\varphi$

при  $|\varphi| \leq \varphi_0$ .

Границные условия (6) и (7) для сопряженной задачи аналогичны граничным условиям прямой задачи. Уравнения сопряженной задачи отличаются от уравнения теплопроводности знаком в левых частях, и вместо начальных условий задаются условия на конце временного интервала:  $\Psi(r, \varphi, t_m) = \Phi(z, t_m) = 0$ . Это отличие устраняется преобразованием времени  $\tau = t - t_m$ , что позволяет использовать такие же разностные схемы, как и при численном решении прямой задачи.

Решение сопряженной задачи зависит от разности значений  $T(R, \varphi_j, t)$  решения прямой задачи, полученной при некотором приближении искомой функции  $Q(t)$ , и экспериментальных температурных данных  $f(\varphi_j, t)$ . При неизменных теплофизических характеристиках других внешних факторов, действующих на решение сопряженной задачи, в системе нет. Таким образом, решение сопряженной задачи служит функцией, четко реагирующей на отклонения расчетных температур от экспериментальных.

С помощью сопряженной задачи и задачи в приращениях аналогично работам [6—8] получена формула для вычисления градиента функционала (3):

$$J'[Q(t)] = \frac{\Psi(R_1, 0, t)}{2dR_1}. \quad (8)$$

Согласно методу сопряженных градиентов последовательные приближения  $Q^n(t)$  для функции  $Q(t)$  вычисляются по следующей итерационной схеме:

$$Q^{n+1}(t) = Q^n(t) - \beta^n S^n(t) \text{ при } n = 0, 1, 2, \dots; \quad (9)$$

$$S^n(t) = J'[Q^n(t)] + \gamma^n S^{n-1}(t) \text{ при } \gamma^0 = 0,$$

$$\gamma^n = \int_0^{t_m} (J'[Q^n(t)])^2 dt / \int_0^{t_m} (J'[Q^{n-1}(t)])^2 dt. \quad (10)$$

Начальное приближение  $Q^0(t)$  задается произвольно. Шаги спуска  $\beta^n$  определяются из условия минимума функционала невязки на следующем шаге итерации:

$$J[Q^{n+1}(t)] = \min_{\beta > 0} \left\{ \frac{1}{2} \sum_{j=1}^M \int_0^{t_m} [T(R, \varphi_j, t, Q^{n+1}) - f(\varphi_j, t) - v(R, \varphi_j, t) \beta^n]^2 dt \right\}.$$

Этот минимум достигается при

$$\beta^n = \frac{\sum_{j=1}^M \int_0^{t_m} [T^n(R, \varphi_j, t, Q^{n+1}) - f(\varphi_j, t)] v(R, \varphi_j, t) dt}{\sum_{j=1}^M \int_0^{t_m} v^2(R, \varphi_j, t) dt}. \quad (11)$$

Алгоритм последовательных приближений решения граничной обратной задачи по определению функции  $Q(t)$  мощности тепловыделения и, соответственно, мощности трения в подшипнике скольжения сводится к выполнению следующих шагов:

1) используя  $n$ -е приближение  $Q^n(t)$  функции  $Q(t)$ , решаем прямую задачу (1) и (2);

2) подставляя полученные значения температуры, решаем сопряженную краевую задачу (6) и (7)

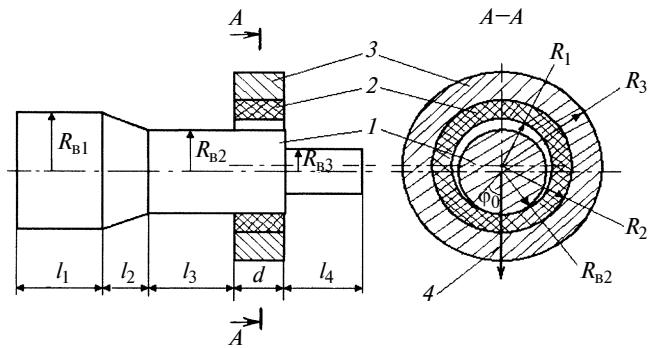


Рис. 1. Схема подшипника скольжения:

1 — вал; 2 — полимерная втулка; 3 — обойма; 4 — ось нагружения подшипника;  $R_1 \div R_2$  — радиусы втулки;  $R_{B1} \div R_{B3}$  — радиусы вала;  $l_1 \div l_4$  — длины участков вала

и по формуле (8) вычисляем градиент функционала невязки;

3) полагая  $\Delta Q = J[Q^n(t)]$ , решаем краевую задачу в приращениях (4) и (5);

4) по формуле (11) определяем шаг спуска  $\beta^n$ ;

5) следующее приближение определяем по формулам (9) и (10);

6) процесс уточнения решения прекращаем при выполнении условия итерационной регуляризации:  $J[Q^n(t)]/(Mt_m) < \delta^2$ , где  $\delta^2$  — допустимый уровень минимизации.

Таким образом, алгоритм определения мощности трения в подшипнике скольжения по температурным данным построен.

**Вычислительные эксперименты.** Эффективность предлагаемого алгоритма определения функции тепловыделения проверяли численными экспериментами. Функции  $S(z)$  и  $P(z)$  площади и периметра сечений вала для схемы, приведенной на рис. 1, имеют вид:

$$S(z) = \begin{cases} R_{B1}^2 \pi, & 0 \leq z < l_1; \\ \left(1 - \frac{z - l_1}{l_2 + l_3}\right)^2 R_{B1}^2 \pi, & l_1 \leq z < l_1 + l_2; \\ R_{B2}^2 \pi, & l_1 + l_2 \leq z < l_1 + l_2 + l_3 + d; \\ R_{B3}^2 \pi, & l_1 + l_2 + l_3 + d \leq z \leq l_1 + l_2 + l_3 + d + l_4, \\ 2R_{B1}\pi, & 0 \leq z < l_1; \\ 2R_{B1} \frac{1}{\cos \gamma} \left(1 - \frac{z - l_1}{l_2 + l_3}\right) \pi, & l_1 \leq z < l_1 + l_2; \\ 2R_{B2}\pi, & l_1 + l_2 \leq z < l_1 + l_2 + l_3; \\ 2R_{B2} \left(1 - \frac{\Phi_0}{\pi}\right) \pi, & l_1 + l_2 + l_3 \leq z < l_1 + l_2 + l_3 + d; \\ 2R_{B3}\pi, & l_1 + l_2 + l_3 + d \leq z < l_1 + l_2 + l_3 + d + l_4, \end{cases}$$

где  $\gamma$  — полуугол конусности в области  $l_1 \leq z < l_1 + l_2$ ;  $\cos\gamma = l_k / \sqrt{l_k^2 + R_{B1}^2}$ ,  $l_k = R_{B1}l_2 / (R_{B1} - R_{B2})$ .

Функцию интенсивности тепловыделения задавали формулой:

$$Q(t) = \begin{cases} 6, & 0 \leq t < 10; \\ 12(t-10) + 6, & 10 \leq t < 15; \\ 66 - 12(t-15), & 15 \leq t < 20; \\ 6, & 20 \leq t < 25; \\ 3, & 25 \leq t. \end{cases}$$

В дальнейшем функцию  $Q(t)$  и соответствующие ей значения решения прямой задачи  $T(R, \varphi_j, t)$  при  $0 \leq \varphi_j \leq \pi$ ,  $j = 1, \dots, n$ , и фиксированном радиусе  $R$  ( $R_1 < R < R_2$ ), которые примем за экспериментальные данные, будем называть модельными. Модельные функции температур используются в качестве точных исходных данных при решении обратной задачи. Полагая интенсивность тепловыделения в зоне фрикционного контакта неизвестной, функцию  $Q(t)$  восстанавливаем с помощью изложенного выше алгоритма по известным модельным температурным данным.

Расчеты проводили для подшипника скольжения (см. рис. 1) при следующих линейных размерах, м:  $l_1 = 0,022$ ;  $l_2 = 0,009$ ,  $l_3 = 0,043$ ;  $l_4 = 0,026$ ;  $d = 0,02$ ;  $R_{B1} = 0,015$ ;  $R_{B2} = 0,0125$ ;  $R_{B3} = 0,0055$ ;  $R_1 = 0,013$ ;  $R_2 = 0,0165$ ;  $R_3 = 0,032$ ;  $\varphi_0 = 25^\circ$ .

Пространственно-временную сетку узлов в подшипнике строили при  $N_1 = 14$ ,  $N_2 = 30$ ,  $M_1 = 15$ ,  $M_2 = 90$ ,  $m = 78$ :

$$h_i = \begin{cases} 0,25, & 1 \leq i \leq N_1 + 6; \\ 0,50, & N_1 + 7 \leq i \leq N_1 + 10; \\ 1,00, & N_1 + 11 \leq i \leq N_2; \end{cases}$$

$$\theta_j = \begin{cases} \varphi_0/2M_1, & 1 \leq j \leq 2M_1; \\ \frac{\pi - 2\varphi_0}{M_2 - 2M_1}, & 2M_1 + 1 \leq j \leq M_2; \end{cases}$$

$$\tau_k = \begin{cases} 0,01, & 1 \leq k \leq 10; \\ 0,10, & 11 \leq k \leq 19; \\ 1,00, & 20 \leq k \leq m. \end{cases}$$

Шаги  $h_i$ ,  $\theta_j$ ,  $\tau_k$  приведены соответственно в миллиметрах, радианах и минутах. Шаг по длине вала считался постоянным и равным 2 мм.

Втулка в подшипнике выполнена из наполненного фторопласта, для которого зависимости теплофизических свойств от температуры имеют вид [9]:  $\lambda_2 = 0,07(T - 100)/150 + 0,35$ , Вт/(м · °C);  $C_2 = [6 \cdot 10^{-3}(T - 30) + 3]10^6$ , Дж/(м<sup>3</sup> · °C).

Материалом для вала и корпуса служит сталь:  $\lambda_1 = \lambda_3 = 30,5(T - 100)/150 + 55,5$ , Вт/(м · °C);  $C_1 = C_3 = [1,2 \cdot 10^{-3}(T - 30) + 3,7]10^6$ , Дж/(м<sup>3</sup> · °C).

Численные эксперименты проводили с использованием модельных температурных данных в одной, шести и трех точках, полученных из решения прямой задачи. Уровень минимизации  $\delta^2$  с точными модельными температурными данными брали равным 0,01. При восстановлении искомой функции интенсивности тепловыделения с использованием температурных данных в одной точке, расположенной по оси нагрузки подшипника, варьировалось расстояние от точки замера до зоны трения. Расчеты показали, что при задании температурных данных в точке внутри антифрикционной втулки функция интенсивности тепловыделения может быть восстановлена с точностью, достаточной для практического использования. Точность восстановления  $Q(t)$  ухудшается по мере удаления точки замера от зоны трения, и увеличивается число необходимых итераций. При задании температурных данных на границе втулки с обоймой или в точке обоймы итерационный процесс восстановления функции интенсивности тепловыделения расходится.

Следующие расчеты были проведены по восстановлению неизвестной функции  $Q$  интенсивности тепловыделения по температурным данным в одной точке, расположенной на окружности с фиксированным радиусом, на расстоянии  $n = 1,75$  мм от внутренней поверхности втулки (рис. 2). При этом варьировалась величина угловой координаты точки замера. В этом случае точность восстановления ухудшается по мере удаления точки замера температуры от оси нагрузки. При расположении точки замера температуры на незначительном расстоянии за пределом угла контакта итерационный процесс восстановления  $Q(t)$  сходится. Для точки замера температуры с угловой координатой  $\varphi_i > 40^\circ$  итерационный процесс расходится.

Далее были проведены численные эксперименты по восстановлению интенсивности тепловыделения по температурным данным в шести и трех точках. Расчеты показали, что приемлемого для практики восстановления  $Q(t)$  достаточно, если хотя бы одна точка замера температуры находится в пределах угла контакта. Итерационный процесс расходится, когда все точки замера температур расположены за пределом угла контакта. Во всех расчетах с точными температурными данными качество восстановления ухудшается при значениях времени, в которых модельная функция мощности тепловыделения и ее производная терпят разрывы. На рис. 3 представлены результаты расчетов с использованием температурных измерений в шести точках, расположенных по окружности с фиксированным радиусом на различных углах  $\varphi_j$  ( $j = 1 \div 6$ ) от оси нагрузки и расстоянии  $h = 1,75$  мм от внутренней поверхности втулки.

$Q$ , Вт

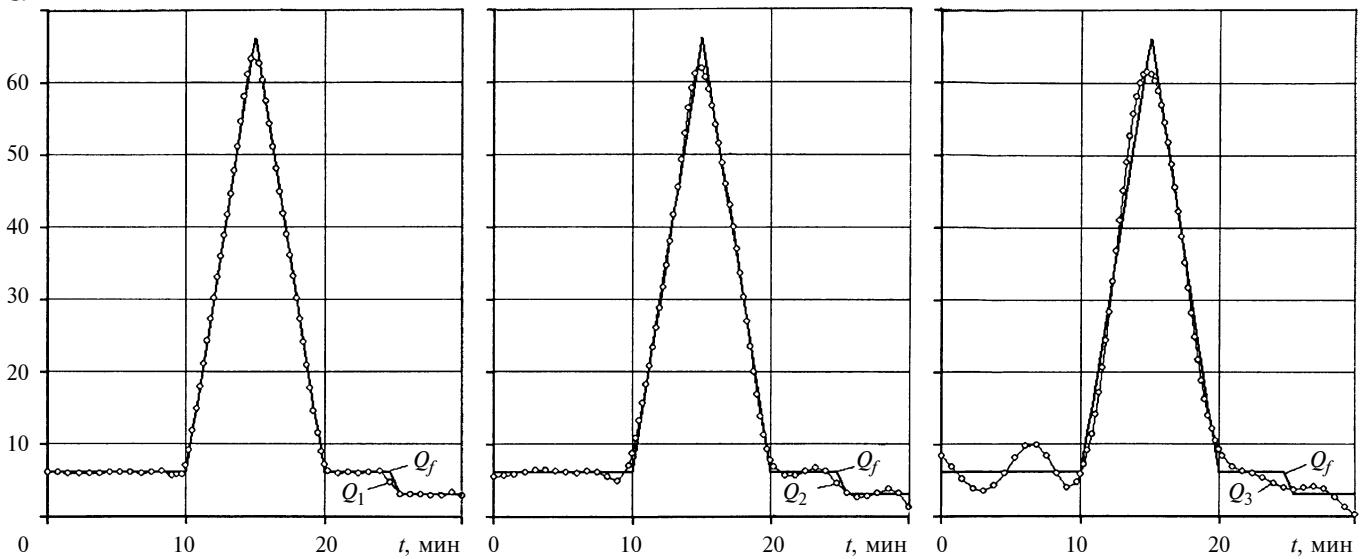


Рис. 2. Восстановление интенсивности  $Q$ :

$Q_f$  — модельная функция;  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  — восстановленные функции соответственно при  $\varphi = 25, 30$  и  $40^\circ$

$Q$ , Вт

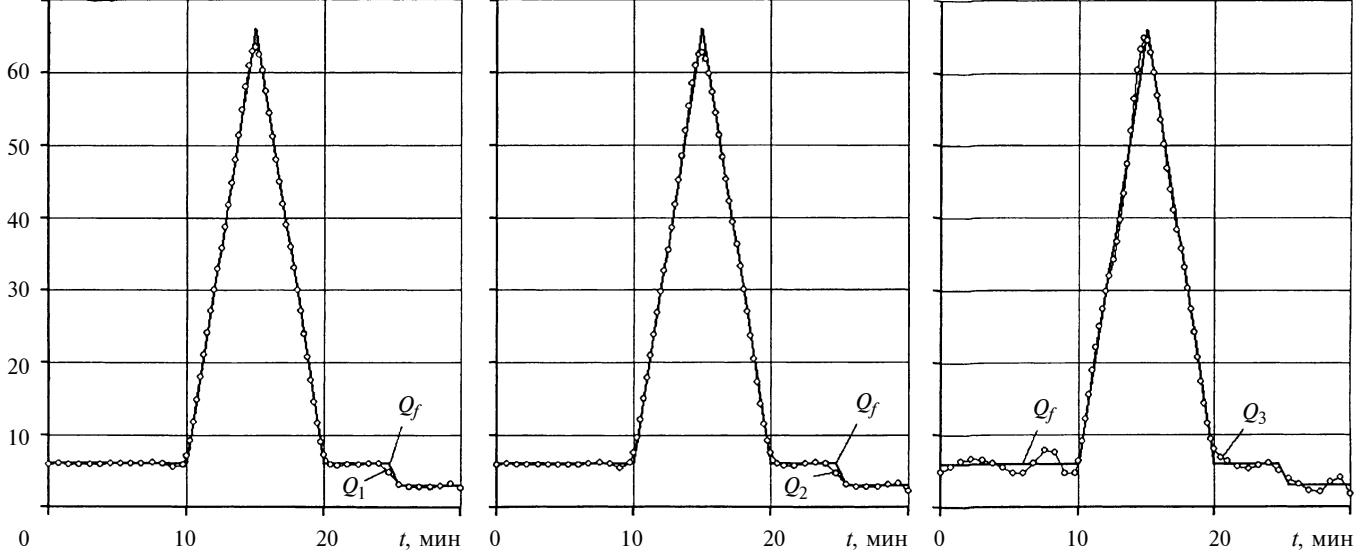


Рис. 3. Восстановление интенсивности  $Q$ :

$Q_f$  — модельная функция;  $Q_1$  — восстановленная функция при  $\varphi_j = 0, 40, 50, 115, 154, 180^\circ$ ;  $Q_2$  — то же при  $\varphi_j = 25, 40, 50, 115, 154, 180^\circ$ ;  $Q_3$  — то же при  $\varphi_j = 30, 40, 50, 115, 154, 180^\circ$

В результате проведенных вычислительных экспериментов установлено, что для восстановления функции интенсивности тепловыделения достаточно задать замеры температуры в одной точке внутри втулки в пределах угла контакта и как можно ближе к поверхности трения.

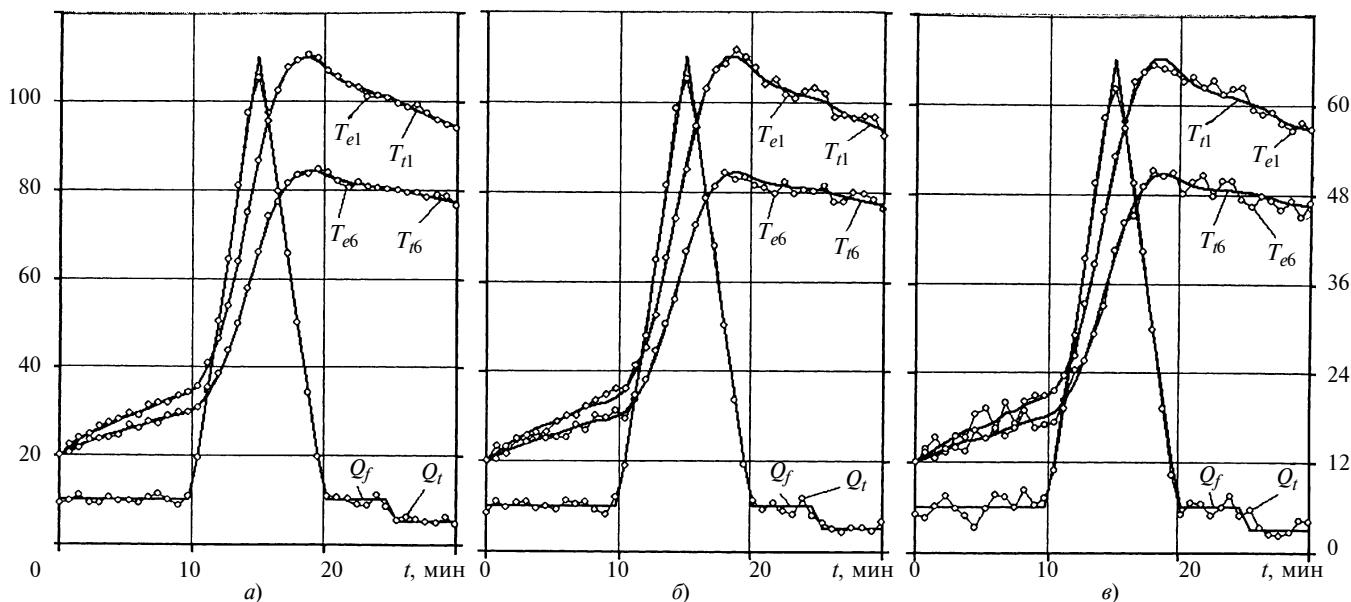
Наибольший интерес представляет собой чувствительность предложенного алгоритма восстановления интенсивности тепловыделения к погрешно-

стям температурных данных. Погрешности температур имитировались следующим образом:

$$\bar{f}(\varphi_j, t) = f(\varphi_j, t) + 2\Delta[\sigma(t) - 0,5], \text{ при } 0 \leq t \leq t_m,$$

где  $\sigma(t)$  — нормально распределенная на отрезке  $[0, 1]$  случайная функция;  $\Delta$  — уровень погрешности.

На рис. 4 приведены результаты восстановления  $Q(t)$  по температурным данным в шести точках при различных уровнях  $\Delta$ . На рис. 4 нет графиков точных



**Рис. 4. Восстановление интенсивности  $Q$  при  $\Delta = 1$  (а); 2 (б) и  $3^\circ$  (в):**

$T_{t1}, T_{t6}$  — точные температурные данные в первой и шестой точках замера;  $T_{e1}, T_{e6}$  — соответственно возмущенные данные;  $Q_f$  — модельная функция;  $Q_t$  — восстановленная функция

и возмущенных температурных данных со второй по пятую точку замера, поскольку эти кривые однотипны и расположены между кривыми  $T_{t1}$  и  $T_{t6}$ . Результаты восстановления функции интенсивности тепловыделения показывают удовлетворительную устойчивость метода к погрешностям температурных данных.

Проведенные вычислительные эксперименты показали практическую пригодность изложенной методики для диагностики трения в подшипниках с полимерными вкладышами.

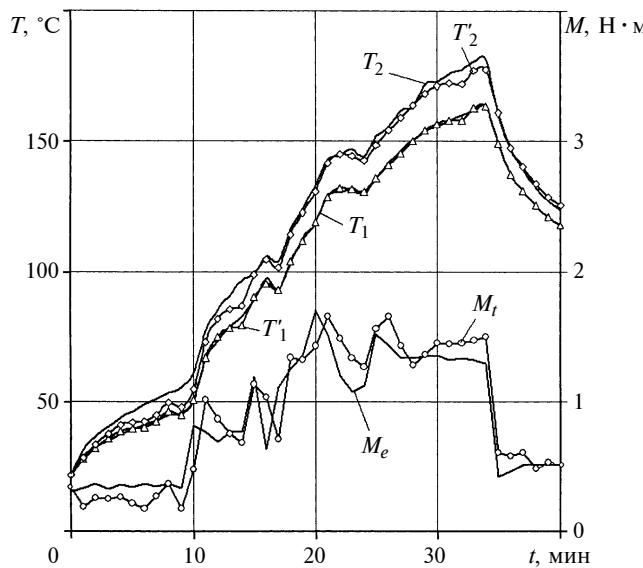
**Натурный эксперимент.** Учет изменения площади поперечного сечения вала в математической модели теплового процесса в подшипнике скольжения позволил восстановить момент трения в реальном подшипнике скольжения, испытанном на серийной машине трения, и оценить эффективность разработанного метода нелинейной тепловой диагностики трения путем экспериментальной проверки качества восстановления момента трения по замерам температуры. Эксперименты проводили по схеме "вал—втулка" на серийной испытательной машине СМТ-1, оснащенной торсионным датчиком для измерения момента трения при постоянной скорости вала  $V = 0,39$  м/с. Во время эксперимента нагрузку на подшипник меняли ступенчато от 120 до 840 Н с шагом 240 Н: до середины времени испытания — в сторону повышения, далее в сторону понижения. Так как приборы записывали момент трения по времени, динамику изменения нагрузки на подшипник не контролировали. Испытывали цилиндрические втулки, изготовленные из наполненного фторопластика Ф4К20 размера-

ми  $\varnothing 32 \times \varnothing 26 \times 20$  мм. Расчеты проводили для подшипника скольжения (см. рис. 1) при тех же геометрических размерах, что и при вычислительных экспериментах, так как они были сняты с реального узла испытательной машины трения.

Коэффициенты теплообмена поверхности вращающегося вала и неподвижных поверхностей втулки и обоймы определяли по методикам, приведенным в работах [10, 11]:  $\alpha_1 = 9,5$  Вт/(м<sup>2</sup> · °C),  $\alpha_2 = 1,2$  Вт/(м<sup>2</sup> · °C),  $\alpha_3 = 7$  Вт/(м<sup>2</sup> · °C).

В испытуемом узле трения вал сопрягался с другими деталями — подшипниками качения, зубчатыми передачами и т. д., которые, в свою очередь, контактировали с другими элементами машины трения. Для учета теплоотвода к этим элементам на валу на известном расстоянии измеряли температуру и задавали граничное условие I рода:  $U(l, t) = \bar{U}(t)$ . На другом конце вала задавался конвективный теплообмен:  $\lambda_1 \frac{\partial U(0, t)}{\partial z} = \alpha_1(U(0, t) - T_0)$ .

В проведенном эксперименте температуры замеряли с помощью медно-константановых термопар с диаметром сечения 0,1 мм. Во втулку на расстоянии 1,2 мм от зоны контакта запрессовывали термопары: одну — по оси приложения нагрузки, другую — со смещением на  $10^\circ$  от указанной оси. Показания датчика момента трения и термопар регистрировались автоматически с частотой 10 Гц с помощью модуля  $E = 270$  регистрации медленно меняющихся параметров. Используемые для восстановления момента трения температурные данные слаживались усреднением значений темпера-



**Рис. 5. Сравнение экспериментальных и восстановленных данных:**

$M_e$  — момент трения по показаниям прибора;  $M_t$  — восстановленный момент;  $T_1$ ,  $T_2$  и  $T'_1$ ,  $T'_2$  — температуры, измеренные соответственно прибором и рассчитанные по восстановленному моменту трения

туры, зарегистрированных в течение 1 с. Угол контакта измеряли в конце эксперимента и в расчетах принимали неизменным.

На рис. 5 представлены результаты восстановления момента трения по показаниям термопар (кривые  $T_1$ ,  $T_2$ ). Момент трения пересчитывали по формуле  $M(t) = Q(t)R_{B2}/V$ . Расчетные зависимости момента трения с удовлетворительной точностью ( $10 \div 15\%$ ) согласуются с зависимостями, полученными непосредственным традиционным измерением в эксперименте, фиксируя достаточно резкие изменения с незначительным запаздыванием во времени. При этом наибольшие погрешности имеются на концах временного интервала при  $t = t_m$ , что связано с "обнулением" значения градиента функционала невязки. По этому восстановленные значения в нескольких концевых по времени точках вырезались (замеры в конце временного интервала проводили с запасом — от пяти и более точек). В окрестности  $t = 0$  погрешности обусловлены инерционностью реального процесса теплопроводности, которая не учитывается уравнением теплопроводности. При моделировании тепловых процессов уравнением теплопроводности в начальный момент времени температурная неоднородность распространяется мгновенно. При достаточно интенсивном тепловыделении в начальный период трения расчетные значения момента трения получаются завышенными, поскольку в математической тепловой модели (МТМ) подразумевается, что мгновенно на-

гревается весь объем исследуемого узла трения. Для этого необходимо большее количество теплоты, чем в реальном узле трения. В реальном узле в начальный период нагревание происходит только в близлежащей окрестности теплообменной поверхности. Для достижения некоторого значения температуры в близлежащей точке в реальном узле трения требуется меньшее количество теплоты, чем в МТМ. Только по истечении некоторого времени нагреваются более удаленные точки и МТМ начинает более адекватно описывать теплообменный процесс.

Погрешность, связанная с инерционностью теплового процесса, незначительна и сравнима с точностью измерения температурных данных. Экспериментальная проверка показала возможность практического использования предлагаемого метода для восстановления момента трения в реальных сопряжениях.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алифанов О. М., Артюхин Е. А., Румянцев С. В. Экстремальные методы решения некорректных задач. М.: Наука, 1988. 288 с.
2. Кузнецов В. Д. Физика резания и трения металлов и кристаллов: Избранные труды. М.: Наука, 1977.
3. Костецкий Б. И., Линник Ю. И. Энергетический баланс при внешнем трении металлов // ДАН СССР, 1968. 183. № 5. С. 42—46.
4. Расчет триботехнических параметров в опорах скольжения / Н. П. Старостин, А. Г. Тихонов, В. А. Мороз, А. С. Кондаков. Якутск: ЯНЦ СО РАН, 1999.
5. Самарский А. А. Теория разностных схем. М.: Наука, 1977. 656 с.
6. Старостин Н. П., Кондаков А. С. Тепловая диагностика трения в цилиндрических сопряжениях. I. Алгоритм итерационного решения граничной обратной задачи // Инженерно-физический журнал. 2001. Т. 74. № 2. С. 13—17.
7. Старостин Н. П., Кондаков А. С. Тепловая диагностика трения в цилиндрических сопряжениях. II. Вычислительные эксперименты и обобщения // Инженерно-физический журнал. 2002. Т. 75. № 5. С. 125—129.
8. Старостин Н. П., Кондаков А. С., Кондаков А. А. Восстановление момента силы трения в полимерном подшипнике скольжения по замеру температуры // Трение и износ, 2002. Т. 23. № 5. С. 498—508.
9. Иванов В. А. Теплофизические характеристики наполненных фторопластов // Вязкоупругие свойства полимеров при низких температурах. Якутск: ЯФ СО АН СССР, 1979. С. 105—117.
10. Dropkin P., Karmi A. Natural — convection heat transfer from a horizontal cylinder rotating in air // Trans: ASME. 1957. Vol. 59. N 4. P. 19—27.
11. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. 320 с.

## О работе "Бюро триботехники" на Уралвагонзаводе

В 2002 г. впервые за десять лет ОАО "НПК Уралвагонзавод" получило госзаказ на поставку вагонов, что стало важнейшим событием для завода, но потребовало значительных преобразований. Требовалась ремонта радиально-ковочная машина (РКМ) для производства колесных осей. Госзаказом предусматривалось упрочнение автосцепки тележки вагона и применение более прочных категорий металлоконструкций, отсутствие которого вызывало дефицит штампов, а технологии упрочнения автосцепного устройства просто не существовало. К решению этих острых проблем был привлечен Нижнетагильский технологический институт (филиал) "УГТУ-УПИ", где уже на протяжении трех десятков лет проводились исследования в области упрочнения и восстановления быстроизнашивающихся деталей и более 10 лет велось преподавание новой дисциплины "Износостойкость машин".

Восстановление изношенной станины РКМ было выполнено с применением электроискровой технологии. Высокое качество ремонта подтверждается тем, что после прошедших лет эксплуатации восстановленные поверхности находятся в работоспособном состоянии.

Для повышения стойкости штампового инструмента и ликвидации его дефицита использовали новую технологию плазменной закалки, которая допускает ручное выполнение. Последнее особенно важно, так как штампы сложной конфигурации практически исключают автоматизацию процесса. Исследования показали, что после традиционной термообработки (объемной закалки и отпуска) режущие детали штампов имеют недостаточную твердость и, как следствие, низкую стойкость. Плазменная закалка устраняет этот недостаток (рис. 1).

Производственные испытания штампов с плазменной закалкой показали существенное повышение ее износостойкости (табл. 1). В 2005–2006 гг. для внедрения плазменной закалки в производство были закуплены закалочные установки УДГЗ-200. В результате средний съем деталей со штампов увеличился примерно в 3 раза, что дало экономию на закупке штампов около 15 млн руб.

Автосцепное устройство — быстро изнашивающийся узел вагона. Для его упрочнения и повышения срока службы была разработана технология износостойкой наплавки (рис. 2). Испытания на машине трения показали, что износ в результате наплавки снижается в 25 раз. Ходовые испытания

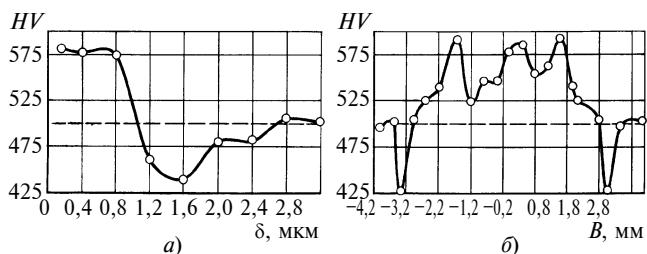


Рис. 1. Распределение твердости HV по глубине  $\delta$  (а) и ширине  $B$  (б) закаленной дорожки стали 5XB2С

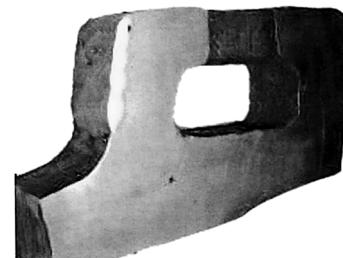


Рис. 2. Фрагмент автосцепки с наплавкой

Таблица 1

Результаты испытаний штампов с плазменной закалкой

Штамп	Материал штампа, твердость	Эскиз детали (материал, твердость)	Коэффициент износостойкости
Для холдной вырубки с формовкой донышка	У8А, 54÷65 HRC	$\delta = 3 \text{ мм}$  (09Г2С, 120÷125 HB)	1,9
Для холдной вырубки	8Х3, 50÷60 HRC	$\delta = 6,5 \text{ мм}$  (30ХГСА, 200÷230 HB)	3,5
Для горячей вырубки	X12M, 50÷65 HRC	$\delta = 12 \text{ мм}$  (09Г2С, 120÷125 HB)	1,6
	5XB2С, 52÷60 HRC	$\delta = 10 \text{ мм}$  (30ХГСА, 200÷230 HB)	5,3

Примечание. Твердость измеряли на переносном приборе УЗИТ-3

на опытном железнодорожном кольце ВНИИЖТа показали, что наплавленные поверхности после гарантийного пробега находятся в хорошем состоянии и их износ существенно меньше допускаемого. Это послужило основанием к внедрению разработанной технологии в серийное производство.

Успешное сотрудничество с институтом позволило осознать целесообразность развития на предприятии работ по упрочнению и восстановлению быстроизнашивающихся деталей. Также было принято во внимание, что еще в 1980 г. в журнале "Трение и износ" поднимался вопрос о необходимости создания на машиностроительных предприятиях наравне с отделами главного конструктора и главного технолога и триботехнических подразделений. В октябре 2008 г. на Уралвагонзаводе было создано "Бюро триботехники", основными задачами которого стали повышение ресурса узлов и механизмов выпускаемой техники; повышение стойкости штампов и инструмента; восстановление и упрочнение деталей внутриводского оборудования. Ниже приводятся примеры реализации поставленных задач.

### 1. Упрочнение бурта под пятника вагона

Бурт под пятника воспринимает силу инерции кузова вагона, что приводит к его быстрому изнашиванию. В течение последних лет предпринимались различного рода попытки защитить его накладками, но в полной мере они не оправдали себя. В связи с этим исследовали возможность упрочнения бурта плазменной закалкой. Результаты представлены на рис. 3 и 4. Можно отметить, что под воздействием плазменной закалки низкоуглеродистая сталь претерпевает структурное превращение и получает существенное упрочнение (см. рис. 4). Испытаниями на опытном железнодорожном кольце ВНИИЖТа было установлено, что после требуемого пробега бурты под пятников не имели предельного износа. Надрессорные балки с закаленными бортами также выдержали штатные испытания статические, циклические и при спуске вагонов с "горки". На основании этого было принято решение о внедрении плазменной закалки бурта под пятника в серийное производство, для чего было приобретено необходимое оборудование и начато обустройство производственных участков.

Положительные результаты испытаний бурта под пятника с плазменной закалкой стали основанием для проведения исследований по упрочнению всех сопряжений вагонной тележки. Получены первые обнадеживающие результаты: боковая рама тележки с плазменной закалкой показала многократный запас прочности при циклических испытаниях. На опытном железнодорожном кольце ВНИИЖТа приступили к ходовым испытаниям закаленных тележек.

Рис. 3. Микрошлиф бурта под пятника с плазменной закалкой

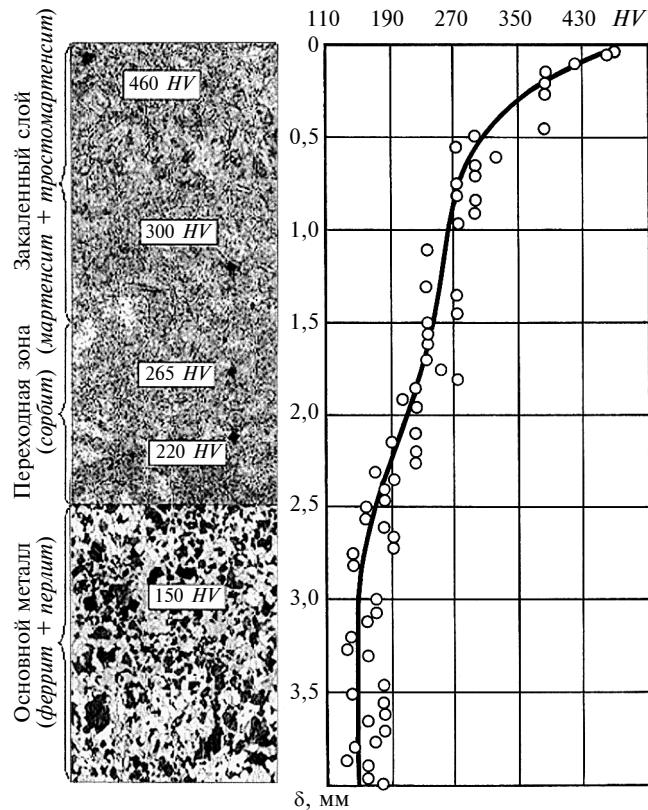


Рис. 4. Микроструктура и распределение твердости HV на глубине плазменной закалки стали 20ГЛ

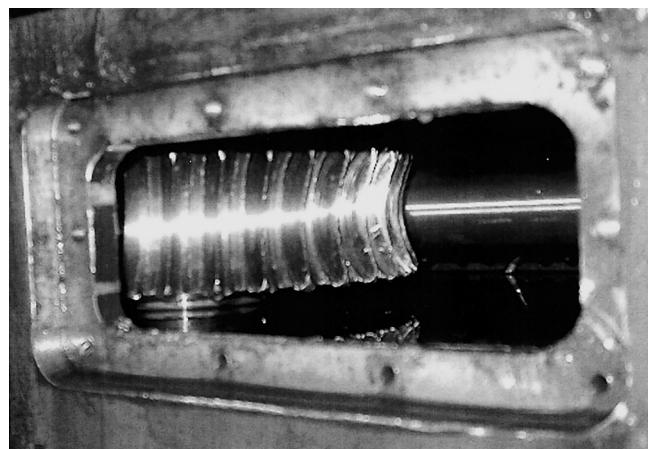


Рис. 5. Венец червячной передачи

## 2. Противоизносные добавки к маслам

В начале 1960-х годов советскими учеными было сделано открытие массопереноса при трении, когда наночастицы из смазочного материала переносятся на поверхности трения и защищают их от изнашивания, делая их "безызносными". В настоящее время сформировался богатый рынок добавок к маслам — "модификаторов трения". Задача состоит в умелом их употреблении с получением положительного эффекта.

Рассматривалась возможность нанесения модификатора трения на рабочие поверхности тракторного редуктора в процессе его обкатки. В ходе испытаний проводили замеры потребляемой мощности по величине тока приводного двигателя. Установлено, что введение модификатора трения снизило потребляемую мощность на  $\approx 10\%$  на всех стадиях процесса обкатки. Планируется продолжить исследования с целью установления влияния приработки с модификатором трения на ресурс редуктора в целом и энергопотребление трактора при эксплуатации.

На продольно-фрезерном станке для обработки заготовок днищ цистерн наблюдался быстрый износ венца червячной шестерни из бронзы Бр. АЖ9-4, работающей в механизме передвижения каретки (рис. 5). Добавка в масло модификатора трения увеличила срок службы с 6 до 11 месяцев, т. е. в 1,8 раза.

## 3. Наплавка крановых колес

Применяемая в настоящее время наплавка крановых колес проволоками Нп-30ХГСА, Св-18ХГС была разработана в 50-х годах прошлого века. В то время и крановые колеса, и рельсы не подвергались термическому упрочнению (нормализации). Их твердость составляла  $\approx 220\text{ HB}$ . Вышеуказанная наплавка обеспечивала более высокую твердость ( $\approx 260\text{ HB}$ ), а потому наплавленные колеса по сравнению с новыми колесами имели больший срок службы.

В 70-х годах в СССР был перенят опыт США по применению контролируемой закалки для упрочнения крановых колес. Суть способа: нагретое в печи колесо устанавливается в емкость на ролики, которые сообщают колесу вращение, в емкость подается вода так, что она покрывает лишь обод колеса. В результате ускоренного охлаждения твердость обода увеличивается с  $\approx 220\text{ HB}$  до  $\approx 290 \div 340\text{ HB}$ , т. е. до значения, соответствующего твердости металлографической структуры "сорбит", поэтому саму закалку стали называть сорбитизацией. Сорбитизированные колеса благодаря более высокой твердости превзошли по износостойкости (сроку службы) не только новые несорбитизированные, но и колеса с традиционными наплавками Нп-30ХГСА и Св-18ХГС. Это сделало актуальным поиск других типов про-

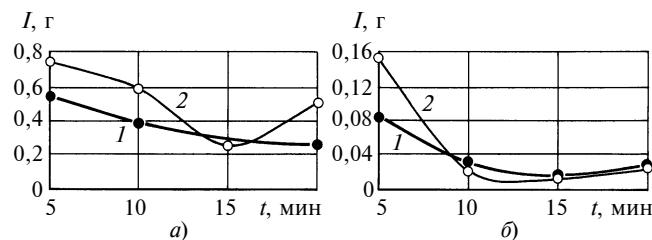


Рис. 6. Износ  $I$  пар трения "колодка (1) — диск (2)":  
а) сталь 70 (1) — сталь 60Г (2); б) сталь 70 (1) — наплавка Нп-18Х2Г2 (2)

Таблица 2  
Твердость кранового колеса (сталь 65Г) с наплавкой

Проволока	Средняя твердость металла, $HB$		
	наплавки	переходной зоны	основного
Нп-18Х2Г2: на реборде	324	296	286
на поверхности качения	383	283	
Св-18ХГС	254	288	

волов для наплавки крановых колес, обеспечивающих их износостойкость не ниже, чем у прошедших сорбитизацию колес.

Исследовали наплавку колес проволокой Нп-18Х2Г2. Было установлено, что твердость наплавленного слоя соответствует твердости сорбитизированного колеса (табл. 2).

Испытания на машине трения показали, что износостойкость наплавки Нп-18Х2Г2 в 10,4 раза выше, чем колесной стали 65Г; она также быстро прирабатывается и в меньшей степени подвергается изнашиванию при увеличении нагрузки (рис. 6). Производственные испытания проводились в металлургическом цехе на колесах тележки мостового крана. Отмечено повышение износостойкости колес с новой наплавкой в 3,1 раза по сравнению с колесами с базовой наплавкой. Исследования крановых колес с новой наплавкой показали, что их срок службы увеличился в 2,3  $\div$  2,8 раза по сравнению с новыми сорбитизированными колесами.

## 4. Наплавка плунжеров гидронасосов

Плунжеры диаметром 65 мм из стали 38Х2Ю с поверхностным азотированием работают в насосах Г-305 высокого давления (рис. 7), обслуживающих гидравлический пресс усилием 10 тыс. т. После двух месяцев эксплуатации износ плунжеров по диаметру достиг 0,2 мм. Во избежание течи для устранения износа плунжеры шлифуют на ремонтный размер и изготавливают новые текстолитовые втулки

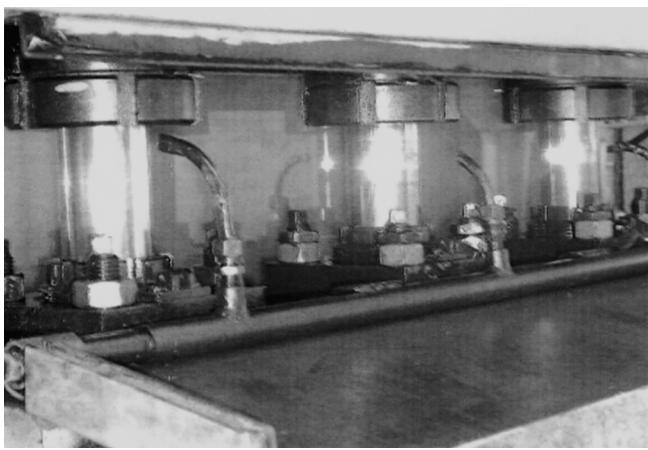


Рис. 7. Плунжеры насоса Г-305

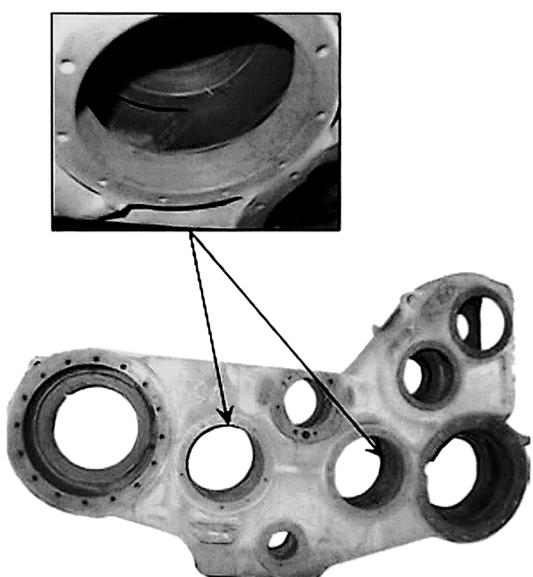


Рис. 8. Восстановление посадочных мест под подшипники электроискровым методом

меньшего диаметра. Обычно плунжеры, шлифованные на два ремонтных размера, работают  $\approx 8$  месяцев. Для повышения стойкости плунжеров применили наплавку коррозионностойкой сталью с твердостью 40 HRC. Наплавленные плунжеры без шлифовки на ремонтные размеры после 20 месяцев эксплуатации оставались в исправности, т. е. срок их службы увеличился не менее чем в 2,5 раза.

### 5. Электроискровое легирование

Стандартом ИСО 22628—2002 определен индустриальный кодекс рециклинга, согласно которому части машин после выхода из строя подлежат вос-

становлению и повторному использованию по прямому или альтернативному назначению. Причем восстановление должно предусматриваться уже при проектировании. В связи с этим машиностроительные предприятия обязаны создавать сервисные центры и развивать технологии восстановления изношенных деталей.

В машинах наиболее часто изнашиваются посадочные места под подшипники качения (рис. 8). Износ составляет всего лишь доли миллиметра, но сопряжение становится уже неисправным. При восстановлении чаще всего прибегают к установке промежуточных втулок, что очень трудоемко.

Электроискровое легирование позволяет восстанавливать износ до 0,15 мм. Его важной особенностью является то, что толщина создаваемого покрытия определяется током обработки и не зависит от числа воздействий электрода на одно и то же место. Это позволяет восстановить точный размер изношенных поверхностей без последующей механической обработки, в том числе поверхностей, имеющих неравномерный износ.

Для восстановления поверхностей с износом более 0,15 мм рекомендуются металлополимерные пасты на основе эпоксидной смолы. После нанесения пасты и ее затвердевания поверхности подлежат механической обработке. Недостаток такой технологии — низкая адгезионная прочность сцепления покрытия с основой. Чтобы повысить прочность сцепления обмазки, изношенную поверхность предварительно подвергают электроискровой обработке. Новая технология восстановления проходит процедуру включения в технологический регламент.

### Вывод

Созданное на Уралвагонзаводе первое в стране бюро триботехники вносит существенный вклад в решение важных задач по увеличению долговечности деталей и узлов железнодорожных грузовых вагонов, повышению стойкости штамповой оснастки, сокращению расхода запасных частей при ремонтах внутризаводского оборудования.

В создании и деятельности "Бюро триботехники" большую помощь окказал НТИ (ф) УГТУ-УПИ, где уже 19 лет в рамках обособленного курса изучаются вопросы износостойкости машин.

Успешное решение задач в области триботехники и практическая реализация разрабатываемых проектов сделали возможным расширение объемов работ и реорганизацию в 2008 г. "Бюро триботехники" в "Отдел триботехники и нанотехнологий".

# ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 530.145.61:53.06

Ю. Г. КАБАЛДИН, академик РИА, д-р техн. наук (Комсомольский-на-Амуре ГТУ)

## Основные проблемы атомной сборки наноструктур

Изложена концепция формирования наноструктурных состояний на основе передачи и сохранения информации в биосистемах. Предложена нейронная сеть атомной сборки наноструктур.

A concept of forming of nanostructure states on the basis of the transfer and storing of the information in the biological systems has been presented. A neuron network of nanostructures atomic assembling has been proposed.

Идея Нобелевского лауреата Р. Феймана [1] об изготовлении материалов на атомном и молекулярном уровнях выявила ряд проблем. Во-первых, это необходимость аппаратного обеспечения ее реализации. Во-вторых, отсутствие теории атомной сборки. К числу важных проблем следует отнести и размерный эффект. Нанотехнология является квантовой технологией. Поэтому наноструктура должна обладать более высокими свойствами (прочностью, износостойкостью и т. д.), чем материалы, получаемые с применением классических технологий.

Первая проблема решается путем разработки, прежде всего, такого уникального оборудования, как туннельный и атомно-силовой микроскопы. Однако основной трудностью атомной сборки наноструктур на сегодняшний день является управляемый механосинтез [2], т. е. сборка молекул из атомов с помощью механического приближения до тех пор, пока не вступят в действие соответствующие химические связи. Естественно, что для обеспечения механосинтеза необходим наноманипулятор, способный отрывать отдельные атомы и манипулировать ими в пространстве размером не более 100 нм. Наноманипулятором должен управлять либо квантовый компьютер, либо нанокомпьютер, встроенный в робот-сборщик, управляющий манипулятором. Сегодня подобные манипуляторы не существуют. Диапазон действия зондовой микроскопии, с помощью которой в настоящее время перемещают отдельные молекулы и атомы, ограничен, и сама процедура сборки объектов из молекул из-за наличия интерфейса "человек — компьютер — манипулятор" не может быть автоматизирована наnanoуровне. Как только будет получена система связей "нанокомпьютер — наноманипулятор", а экс-

перты прогнозируют это событие на 2010÷2020 гг., можно будет произвести комплекс, аналогичный уже существующему комплексу: последний соберет свой аналог по заданной программе без непосредственного вмешательства человека.

Разработка принципов атомной сборки представляет более сложную научную проблему. Ранее автором было высказано предположение [3], что в основу атомной сборки наноструктур должны быть положены концепция Э. Шредингера об "апериодическом" кристалле [4] и механизм передачи информации ДНК (дезоксирибонуклеиновая кислота) в клетке, т. е. способ синтеза белков [5] с нужной структурой и свойствами. Согласно Шредингеру [4] обычный кристалл имеет примитивный вид организации — монотонную повторяемость, т. е. простую трансляцию элементарной ячейки, и содержит малый объем информации. В связи с этим рядом исследователей высказывалась мысль о необходимости конструирования наноструктур на основе принципов функционирования живых организмов (биосистем). Однако известно, что в природе есть один универсальный принцип организации и развития живого организма, состоящий в формировании клеток, которые представляют собой сложную динамическую систему взаимодействующих элементов.

Отличительная особенность живой клетки — это ее информационное содержание, обеспечивающее возможность самовоспроизведения, т. е. передачу наследственных признаков потомству. При этом основным [5] хранилищем наследственной информации является ДНК.

Необходимо отметить, что структура ДНК уже демонстрирует пример атомно-молекулярной сборки. В частности, ДНК в результате самосборки обладает сложной пространственной структурой. Это длинная полимерная молекула, состоящая из повторяющихся блоков нуклеотидов. Каждый нуклеотид состоит из азотистого основания: пентозы (сахара) и фосфорной кислоты. Нуклеотидов — четыре: аденин (A), гуанин (G), тимин (T) и цитозин (C). Они комплементарны друг другу, т. е.  $A + G = T + C$ .

У большинства живых организмов ДНК состоит из двух антипараллельных полинуклеотидных цепей. Эти две длинные цепи закручены одна вокруг другой в виде двойной спирали, стабилизированной водородными связями. Между поперечными комплементарными связями А — Т возникают две водородные связи, стабилизирующие их, а между G — С — три. На один виток ДНК приходится 10 азотистых оснований.

Ширина двойной спирали ДНК составляет  $2 \div 2,2$  нм, длина каждого нуклеотида — 0,34 нм. В обычном состоянии цепочка ДНК делает один оборот на каждые 10,4 своей ширины, но в суперскрученном состоянии спираль может быть свернута сильнее или расплетена. В двойной спирали различают малую (1,2 нм) и большую (2,2 нм) бороздки. Слабые водородные связи обеспечивают расплетение цепей (репликацию), при этом ДНК вращается. Генетическая информация от ДНК передается к РНК (рибонуклеиновая кислота). Этому предшествуют процессы репликации (копирование) ДНК путем ее расплетения, далее — транскрипция матричной РНК и последующая ее трансляция. При транскрипции осуществляется переписывание генетической информации с ДНК на матричную (информационную) РНК—иРНК. При трансляции происходит синтез полипидных цепей из 20 аминокислот в рибосоме на матрице иРНК.

Таким образом, генетический код (ГК) является четырехбуквенным, в котором последовательность нуклеотидов (AGTC) в виде триплета (кодона) кодирует одну аминокислоту. Полипидная (белковая) цепь может состоять из нескольких аминокислот. Поэтому принципиальной особенностью ГК является то, что последовательность из трех нуклеотидов кодирует последовательность аминокислот. Это положение, по мнению Нобелевского лауреата Э. Шредингера [4], как отмечалось выше, и является чрезвычайно важным моментом для информационного содержания ДНК, что позволило Шредингеру сравнить ДНК с апериодическим кристаллом, обеспечивающим более высокое содержание в нем информации.

Известно, что ГК является универсальным для всех живых организмов. Существует ряд моделей его расшифровки [6]. Можно предположить, что эволюционное формирование структуры ДНК проходило в соответствии с законами Природы, т. е. с законами симметрии, сохранения энергии и т. д. Такое утверждение основывается на известной теореме Э. Нетер [6], доказавшей, что там, где существует симметрия, всегда есть соответствующий ей закон сохранения энергии, импульса и т. д. В частности, спиральность и вращение как инварианты свойственны, например, Галактикам, т. е. на макроуровне, что указывает на их самоподобие. Принцип комплементарности и парности нуклеотидов заключается в том, что в любой молекуле

ДНК количество тимина равно количеству аденина, а цитозина — количеству гуанина. Здесь симметрия очевидна.

Следует указать и на другую особенность структурирования как костной, так и живой материи — парность структурных элементов, их взаимодействие. Например, в ядре клетки хромосомы содержатся попарно, т. е. их  $2 \times 23$ . Как известно, ядро атомов также состоит из пар — протонов и нейтронов, число которых зависит от их порядкового номера. По-видимому, парностью управляет симметрия, обуславливающая самоподобие как на микро-, так и на макроуровне. В частности, в Галактике звезды формируются тоже парами. Даже черные дыры образуются из двойных звезд. Триплетность, как указывалось выше, означает, что три нуклеотида кодируют одну аминокислоту. Отношение  $1/3 = 0,33$  — это нижний уровень ГК, и оно близко к числу обобщенной золотой пропорции 0,32 [7]. В данном случае это число выступает в качестве инварианта. Известно, например, что в синтезе белков участвует 20 аминокислот; их кодирует 61 кодон и отношение  $20/61 \approx 0,32$ , т. е. принцип самоподобия реализуется на втором уровне ГК.

Свойства симметрии объектов, как известно, универсальны. Когда мы говорим о симметрии, то предполагаем наличие у объекта некоторого инвариантного свойства. Это означает, что если какой-либо способ упаковки ячеек существует в кристалле, то он имеет право существовать и в других объектах и может быть использован в качестве инварианта. В частности, известно [8], что протоны и нейтроны ядра атома состоят из夸克ов. Сильное взаимодействие между нуклонами обуславливает появление калибровочной симметрии. К夸克 взаимодействуют друг с другом путем обмена глюонами. Триплет夸克 формирует протоны и нейтроны. Следовательно, как костную, так и живую материю формируют триплеты.

В связи с этим можно полагать, что сборка ДНК осуществлялась в соответствии с законами Природы — законами симметрии и сохранения энергии, а генетический код есть результат эволюционного развития живой материи, управляющий наследственностью и этими законами. Совокупность ДНК в клетке — геном — это вершина наследственной информации.

Необходимо отметить, что при репликации, транскрипции и трансляции информация в клетке теряется, несмотря на то что в ней существуют механизмы reparации, препятствующие этому. В геноме человека существует до трех миллиардов комплементарных звеньев, образованных четырьмя чередующимися нуклеотидами ATGC. Представим себе кусочек цепочки с таким, например, чередованием нуклеотидов: AAGGTAA. Допустим, что по каким-то причинам эта же цепочка у другого человека приняла вид ATGGTTA, где на втором месте

вместо нуклеотида А находится нуклеотид Т [5]. Такая одиночная (точечная) замена называется сниспом. В данном конкретном случае говорят, что у этого отрезка ДНК есть две аллели (две разновидности): А и Т. Практически все выявленные сниспы имеют только две аллели (это значит, что почти у всех людей на данном отрезке А может быть заменено только на Т, но не на Г или С). Но таких "точек замены" может быть очень много, поэтому, двигаясь вдоль молекул ДНК каждого человека, мы можем обнаружить некую специфичную, свойственную ему последовательность таких замен. В сумме они образуют его "снисповый профиль".

Хватит ли таких "точек замены", чтобы каждый человек на Земле имел свой снисповый "профиль"? Если сравнить между собой ДНК множества людей, то обнаружится, что они имеют сотни тысяч, а то и миллионы таких точечных отличий. Поэтому у людей не бывает одинаковых голосов, отпечатков пальцев, сетчатки глаз и т. д., так как эти особенности — результат синтеза белков, из которых состоит человеческий организм.

Изложенное выше показывает, что для сборкиnanoструктур необходимо знать информационное содержание каждого атома (молекулы) и устраниТЬ потерю информации при их сборке. Следовательно, атомы уже должны обладать информацией и обмениваться ею при сборке, обеспечивая максимальное сохранение информации. Свойства атомов наиболее полно характеризуются их расположением в Периодической системе химических элементов (ПС) Д. И. Менделеева. Однако для нас важно как оценить их информационное содержание, так и указать механизм приобретения информации.

Периодический закон (ПЗ), открытый Д. И. Менделеевым, лежит в основе разработки устойчивых nanoструктур. Наиболее полно история открытия и дальнейшего его развития изложена в работе [9]. Современная трактовка ПЗ оформилась благодаря работам Н. Бора, Г. Мозли, В. Паули, В. Хунда, А. Зоммерфельда, В. Клечковского и др. [8, 9].

В работе [3] показано, что периодичность расположения атомов в ПС Д. И. Менделеева обусловлена квантовым механизмом возникновения Вселенной, ее эволюцией. Дело в том, что если атомы водорода, гелия и лития образовались в процессе Большого Взрыва (БВ), то последующие химические элементы являются продуктом термоядерных реакций (синтеза), происходящих в звездных материалах [8].

Таким образом, большинство химических элементов — это продукт звездного нуклеосинтеза термоядерных реакций в недрах звезд. Согласно работе [8] в процессе первичного нуклеосинтеза образовались элементы, расположенные в ПС до лития. Звездный нуклеосинтез легких ядер (до углерода  $^{16}\text{C}$ ) происходил в недрах немассивных

звезд путем тройной гелиевой реакции. Ядра атомов элементов до железа  $^{56}\text{Fe}$  синтезировались под влиянием более легких ядер в недрах уже массивных звезд, а синтез тяжелых и сверхтяжелых ядер шел путем нейтронного захвата в предсверхновых и при взрывах сверхновых звезд. В работе [8] указывается, что несмотря на изменения механизма нуклеосинтеза тяжелых элементов, зависимость числа протонов от нуклонов химических элементов является симметричной от гелия до германия.

На рис. 1 приведена зависимость частоты  $v = mc^2/h$  (где  $m$  — масса,  $c$  — скорость света,  $h$  — постоянная Планка) излучения атома от его атомной массы. Зависимость  $v-m$  имеет линейный характер и описывается уравнением  $v = 1,3567 \cdot 10^{50}m$ . Такой характер зависимости подтверждает гипотезу нуклеосинтеза химических элементов, который контролируется, по-видимому, постоянной тонкой структуры  $\alpha = 1/137$ . В работе [6] обоснована связь числа 1,37 с числом  $\Phi = 1,61803$ , являющимся числом золотого сечения. Согласно этому процесс образования атомов шел самоподобно, в соответствии с законом кулоновского взаимодействия, т. е. заряд ядра атома определяет число электронов, при этом в нем достигается минимум энергии. Распределение электронов по орбитам подчиняется принципу Паули и правилу Хунда. Между электронами и ядром наблюдается кулоновское взаимодействие.

Кулоновская потенциальная энергия обладает сферической симметрией. Это означает, что энергия электрона зависит только от радиуса его орбиты (расстояния от ядра) и не зависит от угла ее наклона. На этом основании был обнаружен спин электрона и разработан принцип запрета Паули, согласно которому на одной орбите не может быть более двух электронов, и если два электрона заняли орбиталь, то их спины должны быть парными, т. е. спин одного электрона должен быть направлен по часовой стрелке, а спин другого — против часовой стрелки. Поэтому корнями такого свойства электрона, как спин, и принципа Паули являются свойства симметрии. Как спин, так и парность — чисто квантовые явления (например, сверхпроводимость связана с образованием куперовских пар).

В связи с этим в периодах ПС, например, во втором — от Li до Ne с ростом числа электронов в результате их взаимодействия симметрия к концу периода изменяется (снижается).

Известно, что зависимость атомного объема от атомного номера химических элементов в ПС имеет периодический характер, т. е. в последовательности элементов Li, Na, K и т. д. (это первые элементы во втором и последующих периодах) наблюдается резкий рост атомного объема от элемента к элементу. Известно также, что число элементов в периодах (начиная со второго) растет. Каждый пе-

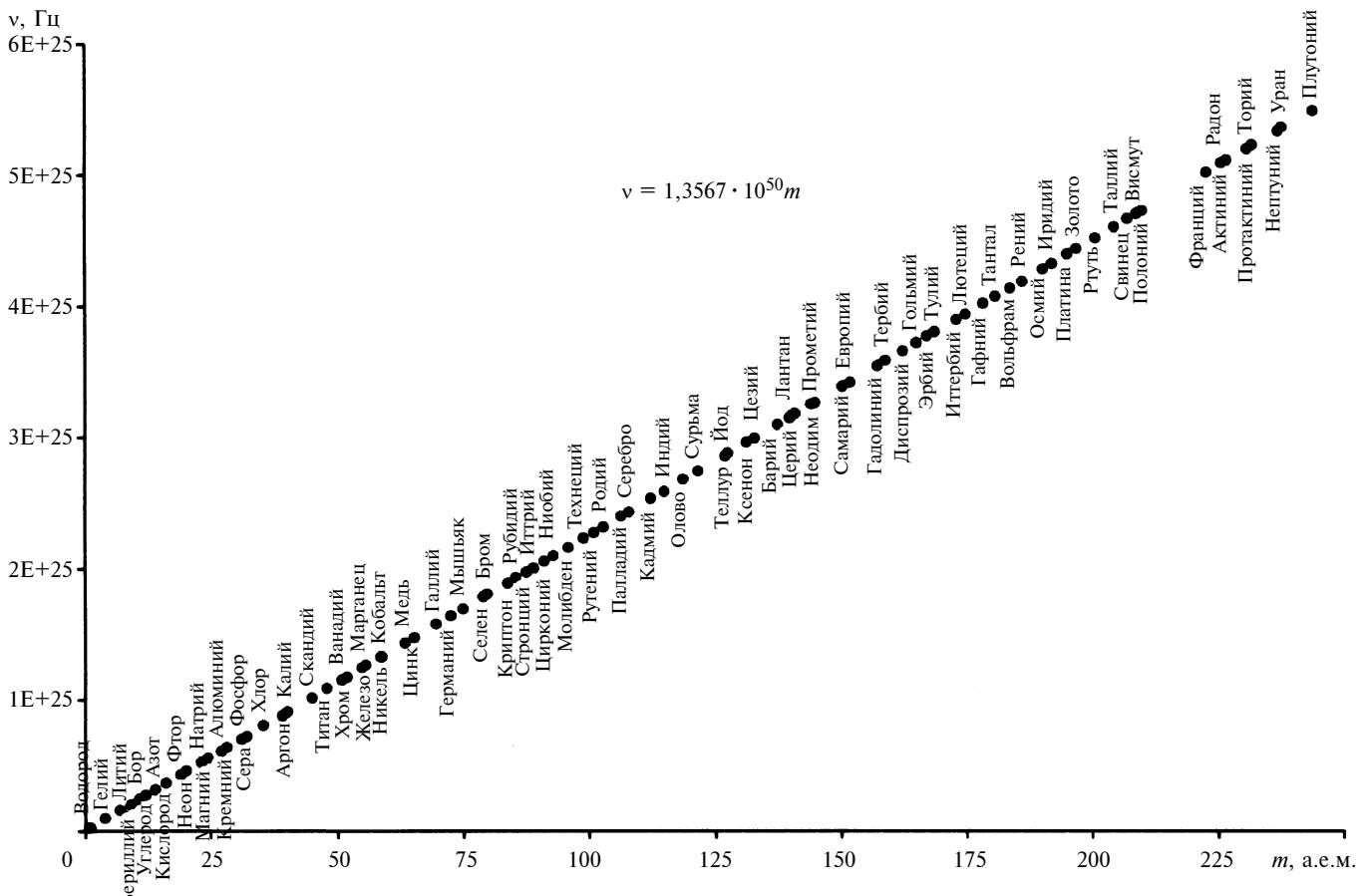


Рис. 1

риод заканчивается элементом с нейтральными атомами (Ne, Ar и т. д.). Кроме того, известно, что размер атома (атомный радиус) в зависимости от атомного номера элемента изменяется аналогично атомному объему [9]. Поэтому можно говорить, что атомы Li, Na, K и т. д. "раздуты", в связи с чем они обладают низким значением потенциала ионизации, большим средством к кислороду и т. д. [9].

Другим свойством ПСХЭ является то, что в ней содержатся парные периоды, имеющие по 8, по 18 и по 32 элемента, т. е. число элементов от периода к периоду симметрично возрастает. Поэтому различают малые и большие периоды. Таким образом, видим, что структура ПС также основана на подходах симметрии.

В работе [3] автором была выдвинута гипотеза, что за период эволюции звезд в процессе термоядерных реакций (нуклеосинтеза) атомы приобрели определенную информацию, которая тем больше, чем больше номер элемента в ПС. Расчет информационной энтропии Шеннона ( $H$ ) электронных оболочек показал, что зависимость  $H$  от атомного номера элемента имеет периодический характер (рис. 2).

На рис. 2 видно, что с увеличением атомного номера, а следовательно, атомной массы  $m$  элемента и заряда  $Z$  ядра происходит периодическое изменение как информационной энтропии, так и

объема информации, причем максимальная информация содержится уже не в атомах Li, Na, K и т. д., атомный объем которых является максимальным. У элементов же, находящихся в конце каждого периода ПС, информационная энтропия и объем информации снижаются. Начальный рост информации в периодах (рост  $H$  в зависимости от атомного номера элемента) связан с ростом числа электронов на соответствующих орбиталах, т. е. с увеличением энергии  $E$  в атоме. Однако затем энергия в соответствии с уравнением Эйнштейна  $E = mc^2$  способствует росту массы атомов последующих элементов периода. Рост массы атома, в свою очередь, вызывает рост энергии гравитации в звездах и сжатие атома. В результате информационная энтропия  $H$  в конце каждого периода снижается. Сказанное схематично иллюстрируется рис. 3. В процессе горения звезды в ее центре последовательно истощаются запасы водорода, гелия, кислорода и других элементов [8]. Термоядерные реакции постепенно захватывают периферию звезды, приводя к расширению ее оболочки. Если на начальной стадии звезда имела однородный состав, то теперь она имеет слоистую структуру. В центре массивной звезды содержатся элементы группы железа, никеля, а на периферии — более легкие элементы. Внешняя оболочка состоит из водорода. Следова-

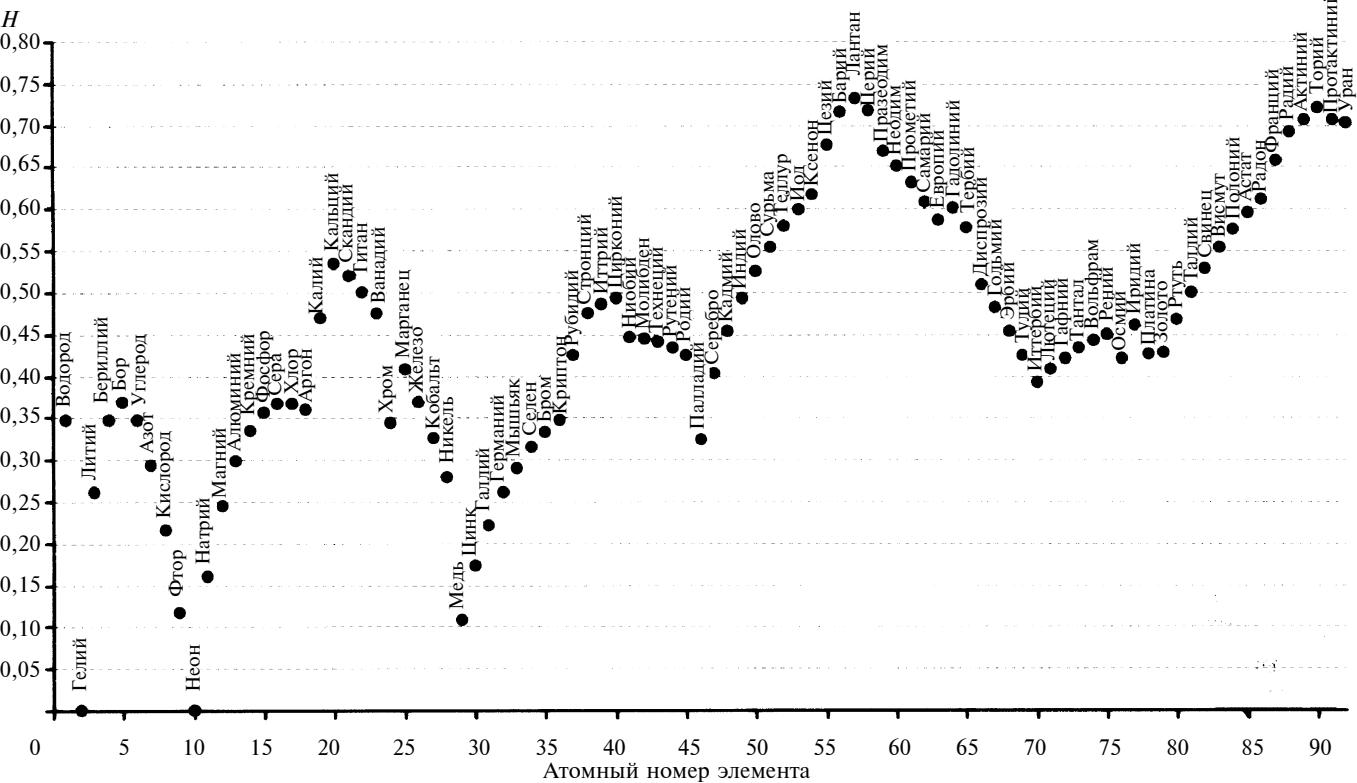


Рис. 2

тельно, симметрия управляет структурным состоянием звезды и процессом термоядерного синтеза. Набор термоядерных реакций в недрах звезды зависит от ее массы. Происходит это, очевидно, потому, что масса звезды определяет величину энергии гравитации и сил сжатия, что, в конечном счете, определяет максимальную температуру и плотность в центре звезды. Чем продолжительнее жизнь звезды, тем большее число элементов синтезируется в ней. Следовательно, звезды также периодически раздуваются и сжимаются, а затем умирают (гравитационный коллапс). По-видимому, раздувание и периодичность — это законы Природы.

Таким образом, зависимость атомного объема от атомного номера химического элемента в ПС подобно дискретным процессам термоядерного синтеза, происходящим в звездах, можно рассматривать как периодическое чередование фаз "расширение" и "сжатие". Увеличение числа электронных орбиталей в атомах в пределах периодов сопровождается ростом энергии и "переходом" ее в массу с последующим коллапсом волновой функции нейтрального атома. Причем скорость коллапса и уменьшение объема информации будут определяться энергией гравитации.

Гравитационный вклад в рост энтропии, вызывающий гравитационный коллапс волновой функции электронов с ростом их числа, был показан Р. Пенроузом [10]. Приведенные результаты исследований подтверждают вывод Пенроуза [10], что

коллапс суперпозиций квантовых состояний частиц и переход их в одно из состояний — это всегда гравитационное явление. Наличие суперпозиции квантового состояния делает его сложным и неопределенным. Потеря определенности обусловлена редукцией квантового состояния. Согласно Пенроузу, рассматривая уравнение Шредингера, следует учитывать гравитационное поле частицы и не требуется, чтобы оно было квантованным. Его действие описывается Ньютона гравитационным полем. Чем больше эта энергия (а она зависит от массы), тем быстрее происходит коллапс суперпозиции квантового состояния системы. Согласно нашим исследованиям, как указывалось ранее, коллапс волновой функции атома сопровождается

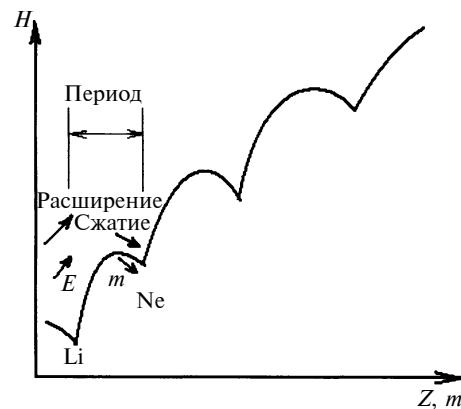


Рис. 3

и потерей информации (см. рис. 2). Это подтверждает гравитационную модель Пенроуза коллапса суперпозиции квантовых состояний атома. Теория гравитационного коллапса звезд и черных дыр рассмотрена в работах С. Хокинга [11], в которых показано, что он сопровождается потерей информации. Анализ рис. 1 позволяет предполагать, что устойчивость звезды определяется ее массой, от которой зависит ее светимость и гравитационный коллапс. При определенной массе звезда становится неустойчивой, и излучение сопровождается потерей массы и информации.

Изложенная выше новая трактовка Периодического закона Д. И. Менделеева позволяет связать свойства атомов с их информационным содержанием, а влияние энергии гравитации на неустойчивостьnanoструктур размерами свыше 100 нм с редукцией суперпозиции их квантового состояния. По-видимому, величина, равная  $\approx 100$  нм, — это критическая величина, при которой осуществляется переход от микро- к макромиру, и состояние системы описывается уже классическими законами. Редукция суперпозиции квантового состояния nanoструктур в соответствии с подходом, представленным в работе [12], также будет определяться энергией гравитации. Время жизни (устойчивости) суперпозиции квантового состояния определяется как отношение постоянной Планка к энергии гравитации. В связи с этим в работе [12] указывается, что, например, молекула фуллерена будет сохраняться несколько сотен лет, прежде чем проявится спонтанная редукция, обусловленная энергией гравитации. Необходимо отметить также перспективность подхода, развиваемого в работе [7], который основан на оценке устойчивости структур к преобразованию симметрии. В качестве инвариантов применяются числа золотой пропорции.

Нанотехнология предоставляет нам возможность проводить "атомную" сборку с использованием подходов генной инженерии, реализуя при этом свойство обмена информацией между структурными элементами, "программируя" нужную последовательность расположения атомов и атомных групп в молекуле или кластере, путем манипулирования атомами, обеспечивая единое квантовое состояние в системе. Это, в свою очередь, обуславливает необходимость применения при синтезе наноматериалов подходов молекулярной генетики с формированием nanoструктуры на основе генетического кода, заложенного Природой в молекуле ДНК, и механизмов прохождения информации в живой клетке. Такая технология создания наноматериалов нами классифицирована как генетическая нанотехнология [3].

Анализ работ по структурной организации ДНК в живой клетке и ее генетического кода в приложении к проблеме атомной сборки показывает, что в основу ее алгоритма должны быть положены сле-

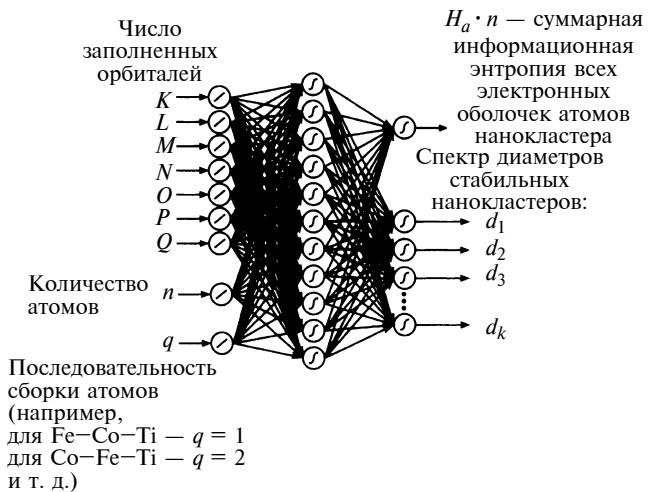


Рис. 4

дующие принципы: 1) процесс атомной сборки следует осуществлять в неравновесных условиях (при ридбергских состояниях атомов); 2) структурные элементы должны обладать способностью к самосборке с образованием обменных направленных межатомных связей; 3) структурная организация атомов и атомных групп должна обеспечивать максимально возможное содержание в ней информации и пути ее прохождения; 4) как при самосборке атомов, так и при самосборке атомных групп (кластеров) должны быть использованы инварианты, обладающие структурными, геометрическими и информационными свойствами; 5) должен быть обеспечен квантово-механический подход к структурной организации (самосборке) nanoструктур; 6) последовательность самосборки наносистемы должна обеспечивать ее структурную устойчивость.

Структурная устойчивость наносистем будет достигаться при максимальном содержании в них информации при последовательной сборке атомов (кластеров). Для достижения этой цели при сборке nanoструктур наиболее эффективными оказываются нейронные сети [30]. При этом на входе учитываются информационная энтропия электронной структуры атомов и последовательность их расположения. Образование прочной химической связи осуществляется в соответствии с принципом Паули при антипараллельных спинах, т. е. противоположно направлению спина. Вследствие этого достигаются перекрытие электронных облаков атомов и сближение ядер. Этот процесс сопровождается снижением энергии в молекуле.

На рис. 4 приведена нейронная сеть для реализации сборки nanoструктур по критерию информационной энтропии. В соответствии с квантовыми законами существует спектр состояний ( $d_1 \div d_k$ ), когда nanoструктуры будут устойчивыми. Как показывают исследования, устойчивость nanoструктур достигается при сборке атомов с идентичным квантовым состоянием [3].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фейман Р.** Внизу полным полно места: приглашение в новый мир физики // Химия и жизнь. 2002. № 12. С. 20—26.
2. **Свириденко Ю. В.** Прогноз развития нанотехнологий с 2003 по 2050 гг. [www.nanowest.com](http://www.nanowest.com).
3. **Кабалдин Ю. Г.** Синергетика. Информационные модели сборки и наноструктурирование материалов при внешнем механическом воздействии. Комсомольск-на-Амуре: КНАГТУ, 2007. 189 с.
4. **Шредингер Э.** Что такое жизнь? М.: Атомиздат, 1972. 156 с.
5. **Сингер М., Берг П.** Гены и геномы. В 2 т. Т. 1. Пер. с англ. М.: Мир, 1998. 333 с.
6. **Урманцев Ю. А.** Симметрия природы и природа симметрии. 2-е изд., стереотипное. М.: Ком Книга, 2006. 232 с.
7. **Иванова В. С.** Введение в междисциплинарное на-номатериаловедение. М.: Сайн-пресс, 2005. 208 с.
8. **Ишханов В. С., Капитонов И. М., Юдин Н. П.** Частица и атомные ядра. Учебник. 2-е изд. М.: Изд-во ЛКН, 2007. 584 с.
9. **Григорович В. К.** Периодический закон Д. И. Менделеева и электронное строение металлов. М.: Наука, 287 с.
10. **Петроуз Р.** Путь к реальности, или Законы, управляющие Вселенной. Ижевск: Институт компьютерных технологий, НИЦ "Регулярная и хаотическая динамика", 2007. 912 с.
11. **Хокинг С.** Кратчайшая история времени / Пер. с англ. Оралбекова. СПб.: Амфора, 2008. 180 с.
12. **Вейль П.** Симметрия. М.: Наука, 1968. 191 с.

УДК 621.951.7.04

Ю. П. ХОЛМОГОРЦЕВ, канд. техн. наук (Челябинский тракторный завод)

## Оптимизация процесса алмазного развертывания точных отверстий

Дано описание запатентованной конструкции нерегулируемой развертки, оснащенной рядами алмазных брусков разной зернистости. Приведены результаты оптимизации конструктивных, геометрических параметров, выбора размеров диаметров развертки и предварительного отверстия при обработке отверстий различных квалитетов точности. Показано влияние элементов режима и зернистости алмазов на работоспособность разверток, даны рекомендации по их рациональному выбору. Даны примеры испытания и использования нового инструмента при обработке точных отверстий в разных деталях.

A patented design of uncontrolled reamer equipped by trains of diamond bars of different graininess is described. Optimization results of structural, geometrics, choice of reamer and preliminary holes diameter at machining of the holes of different finish accuracy are presented. An influence of regime elements and diamond graininess on the reamer's reamer working capacity has been shown and recommendations on their rational choice have been given. Examples of tests and use of new tool at machining of precise holes in different details have been given.

вание инструмента ограничивается значительной трудоемкостью его изготовления в связи с высокими требованиями к точности конусных соединений. Кроме того, сравнительно невысокая жесткость регулируемого инструмента вызывает необходимость работать с малыми припусками, что, в свою очередь, при обработке прецизионных отверстий с высокими требованиями к геометрии и шероховатости поверхности вызывает необходимость многопроходного развертывания отверстий несколькими развертками, оснащенными алмазными брусками разной зернистости. Это снижает производительность труда.

На Челябинском тракторном заводе разработана и запатентована новая конструкция алмазной развертки, лишенная указанных недостатков. На рис. 1 показана конструкция такой развертки в нерегулируемом исполнении. Ее особенностью являются высокая жесткость и простота конструкции. Корпус 1 выполняется для разверток диаметром от 10 до 40 мм в виде сплошного стального цилиндра, а для разверток больших диаметров — в виде полого. По периметру корпуса в гнездах равномерно размещены ряды алмазных брусков 2. Бруски к корпусу припаиваются припоеем ПСР-40 или приклеива-

Обработка отверстий с высокими требованиями к размерной и геометрической точности и шероховатости поверхности является одним из наиболее трудоемких технологических процессов в машиностроении. Необходимость получения таких отверстий часто возникает при изготовлении большой номенклатуры различных по своему служебному назначению деталей. К ним относятся детали гидро- и пневмоаппаратуры, двигателей внутреннего сгорания, топливной аппаратуры, компрессоров и др. Широкие возможности при обработке пре-

цизиональных отверстий дает использование алмазных регулируемых разверток [1]. Инструмент представляет собой тонкостенную деформируемую разрезную втулку, которая может перемещаться по конической опправке. На наружной цилиндрической поверхности втулки закреплены алмазные бруски.

Опыт использования алмазного развертывания показал его преимущества по сравнению с хонингованием и притиркой — повышение производительности труда и точности обрабатываемых отверстий. Однако широкое использо-

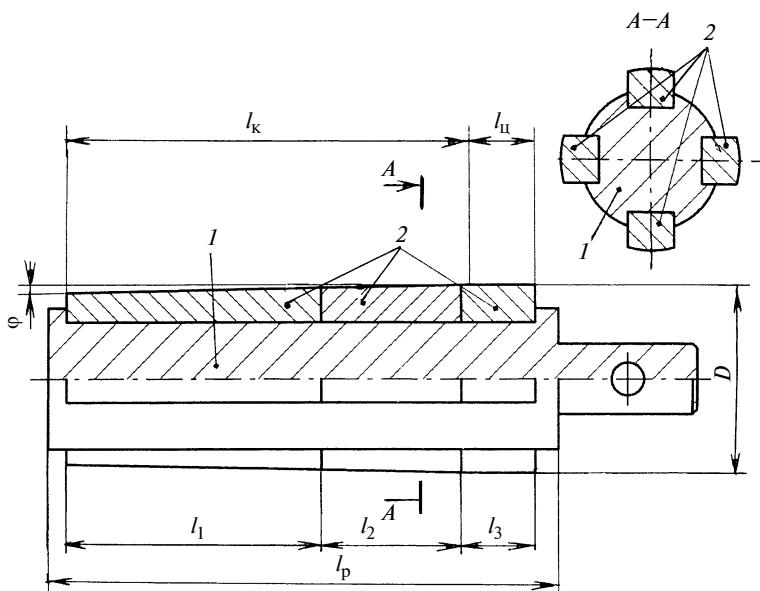


Рис. 1. Устройство нерегулируемой брусковой алмазной развертки

ются kleem на основе эпоксидных смол, обладающих высокой схватываемостью с металлом.

Каждый ряд развертки содержит несколько брусков (обычно два—три), имеющих различные зернистости и длины. На рис. 1 показаны три бруска в ряду длиной  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$ . Зернистость и длина у каждого следующего в ряду бруска меньше, чем у предыдущего, на 30÷70 % в зависимости от припуска и требований к шероховатости поверхности обрабатываемого отверстия. В результате первые крупнозернистые бруски обеспечивают черновое развертывание, а последующие мелкозернистые — чистовое развертывание, сводя две операции в одну.

Алмазные нерегулируемые развертки являются мерным инструментом, поэтому для обеспечения требуемой точности обрабатываемых отверстий необходимо оптимизировать их конструктивные и геометрические параметры, элементы режима резания и другие условия обработки.

Важной особенностью являются форма рабочих поверхностей алмазных брусков. Рабочие поверхности брусков, последних в рядах, имеют цилиндрическую форму и диаметр  $D$ , равный nominalному диаметру развертки. Они образуют ее калибрующую

часть, обеспечивая чистовую обработку отверстия с требуемыми точностью и шероховатостью поверхности. Рабочие поверхности всех предшествующих в ряду брусков — конусные, с углом  $\phi$  общей образующей. Они представляют режущую часть развертки — ее заборный конус, выполняющий основную работу резания.

Одним из основных геометрических параметров, оказывающих определяющее влияние на число алмазных зерен, участвующих в работе, на точностные возможности и работоспособность алмазной развертки, является угол  $\phi$  общей образующей конусного участка. При заданной глубине резания чем меньше угол  $\phi$ , тем больше длина активной части заборного конуса и тем большее число алмазных зерен развертки одновременно участвуют в работе. Если при уменьшении угла  $\phi$  с 10° до 1° длина активной части заборного конуса и число одновременно работающих алмазных зерен увеличиваются в 10 раз, то при уменьшении угла  $\phi$  до 1' число работающих зерен увеличивается в 580 раз. Поэтому для повышения работоспособности алмазной развертки угол  $\phi$  обычно принимают равным (1÷3)': меньшее значение угла задается при обработке стали, большее — чугу-

на. Это уменьшает нагрузку на алмазные зерна и благоприятно влияет на их работоспособность и работу развертки в целом. Многократно уменьшается толщина срезаемого металла, приходящаяся на каждый алмазный бруск. Улучшаются условия размещения срезанного металла между зернами и вымывание его охлаждающей жидкостью, в качестве которой используют керосин с добавлением 10 % веретенного масла. Устраняется возможность схватывания и сваривания срезанного металла с рабочей поверхностью алмазного бруска.

Рациональное соотношение длин конусной и цилиндрической частей алмазной развертки находится из условия их равной стойкости. Расчетная схема приведена на рис. 2, где  $AB$  — образующая заборного конуса;  $BC$  — образующая цилиндрической части развертки;  $l_k$  и  $l_{\varphi}$  — длины конусной и цилиндрической частей развертки;  $\phi$  — угол заборного конуса;  $t$  — глубина резания,  $t = 0,5h$  ( $h$  — величина припуска на диаметр);  $\Delta$  — величина допуска на диаметр обрабатываемого отверстия.

В соответствии со схемой длина конусной части развертки или

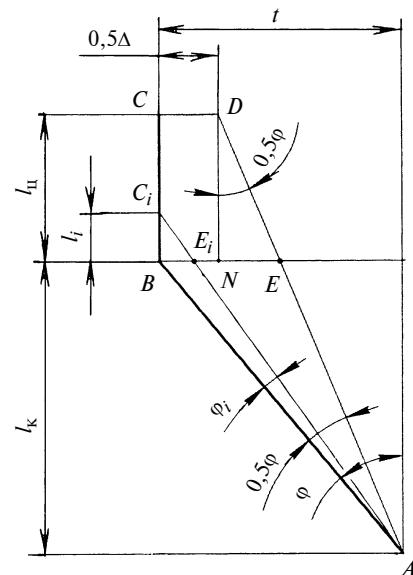


Рис. 2. Схема износа заборного конуса и калибрующей части алмазной развертки

ее заборного конуса  $l_k = t/\tan\varphi$ . Для углов  $\varphi < 10'$  можно принять без существенной погрешности, что  $\tan\varphi = \varphi \tan 1'$ , тогда

$$l_k = t/(\varphi \tan 1'). \quad (1)$$

Алмазные развертки работают с малыми глубиной резания и толщиной срезаемого металла при сравнительно невысоких скоростях резания. В связи с этим они изнашиваются по поверхности заборного конуса и в месте перехода черновой конусной режущей части в цилиндрическую чистовую калибрующую часть. Износ заборного конуса развертки с углом  $\varphi$  проявляется в постепенном его уменьшении на величину  $\varphi_i$  и уменьшении в связи с этим цилиндрического участка калибрующей части. При этом радиальный износ заборного конуса в месте его перехода в калибрующую часть составит некоторую величину от глубины резания:  $BE_i = K_i t$ , где  $K_i$  — долевая часть глубины резания, характеризующая текущую часть радиального износа заборного конуса.

Цилиндрическая калибрующая часть  $BC$  развертки длиной  $l_{\text{ц}}$  изнашивается на длине  $BC_i = l_i = K_i t / \tan(\varphi - \varphi_i)$  или при  $\varphi < 10'$ :

$$l_i = K_i t / [\varphi(1 - K_i) \tan 1'].$$

При увеличении износа заборного конуса износ калибрующей части  $l_i$  будет увеличиваться и при достижении  $l_i = l_k$  охватит всю калибрующую часть. Далее начнется размерный износ развертки.

Алмазная развертка является чистовым инструментом, поэтому за критерий ее износа принимается такой технологический износ, при котором диаметр обрабатываемого отверстия выходит за пределы поля допуска на него. Это соответствует размерному износу развертки.

Начало изменения диаметрального размера развертки происходит при износе калибрующей части на полной длине  $l_{\text{ц}}$ . В

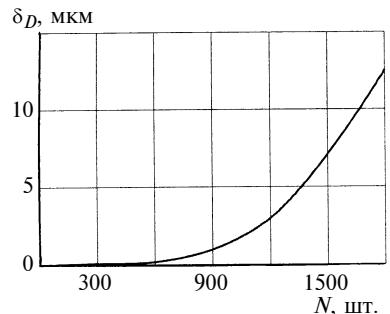


Рис. 3. Изменение диаметрального износа  $\delta_D$  алмазной развертки в зависимости от числа  $N$  обработанных отверстий

соответствии со схемой  $l_{\text{ц}} = CB = DN$ , износ конуса —  $BE = 0,5t$ . Тогда  $NE = 0,5(t - \Delta)$  и

$$l_{\text{ц}} = (t - \Delta) / (\varphi \tan 1'). \quad (2)$$

С учетом формул (1) и (2) отношение длин цилиндрической и конической частей развертки  $l_{\text{ц}}/l_k = (t - \Delta)/t$ .

В зависимости от глубины резания  $t = (1,5 \div 2)\Delta$  длина цилиндрической части алмазной развертки составляет  $l_{\text{ц}} = (0,3 \div 0,5)l_k$ . Допустимый размерный износ развертки закончится тогда, когда ее калибрующая часть будет изношена в радиальном направлении на величину допуска на диаметр обрабатываемого отверстия.

Для примера на рис. 3 показана динамика размерного износа алмазной развертки при обработке отверстия диаметром 19,3 Н6 ( $+0,013$ ) мм в чугунном корпусе подшипника. Если полный размерный износ развертки происходит при диаметральном износе ее на 13 мкм после обработки 1800 отверстий, то заметный размерный износ начинается только после обработки примерно 900 отверстий.

Интенсивность диаметрального изнашивания алмазных разверток зависит от условий обработки и определяет стойкость инструмента, его расход и затраты на него.

Алмазные развертки предназначены для чистовой обработки отверстий квалитетов точности 6 и 7, с параметрами шерохования

тости обработанной поверхности  $Ra < 0,63$  мкм, с высокими требованиями к отклонению отверстий от цилиндричности ( $2 \div 5$  мкм). В связи с этим важно правильно назначить диаметр калибрующей части алмазной развертки. Он должен соответствовать диаметру обрабатываемого отверстия. Расположение полей допусков и допуск на диаметр развертки должны учитывать возможное разбиение отверстия во время обработки, размерный износ инструмента и т. п. Поэтому поле допуска на диаметр развертки следует смещать к верхнему пределу поля допуска отверстия с учетом разбиения.

По результатам исследований и опыта работы положение полей допусков достаточно хорошо определяется следующими зависимостями: верхнее положение размера развертки должно отстоять от верхнего размера отверстия заданных квалитета и посадки примерно на величину, равную 0,2 поля допуска отверстия. Поле допуска на изготовление развертки должно составлять ориентировочно 0,3 поля допуска отверстия.

Для примера определим верхнее и нижнее отклонения диаметра калибрующей части алмазной развертки для обработки отверстия диаметром 20Н7 ( $+0,021$ ) мм. Допуск на отверстие  $\Delta = 21$  мкм. Максимальный размер обработанного отверстия  $D_{\max} = 20,021$  мм. Допустимая величина разбиения отверстия при алмазном развертывании составляет  $A_{\max} = 0,2\Delta = 0,2 \cdot 0,021 = 0,0042$  мм; принимаем  $A_{\max} = 4$  мкм. Тогда максимальный размер развертки составит  $D_{p\max} = D_{\max} - A_{\max} = 20,021 - 0,004 = 20,017$  мм.

Допуск на изготовление развертки составляет  $\delta = 0,3\Delta = 0,3 \cdot 0,021 = 0,0063$  мм; принимаем  $\delta = 6$  мкм. Тогда минимальный размер развертки составит  $D_{p\min} = D_{p\max} - \delta = 20,017 - 0,006 = 20,011$  мм. В результате размер диаметра калибрующей части развертки должен составлять  $D_p = 20_{+0,011}$  мм.

Таблица 1

Номинальный диаметр, мм	Пределные отклонения диаметра, мкм									
	отверстия алмазной развертки		отверстия под развертывание с полем допуска			отверстия алмазной развертки		отверстия под развертывание с полем допуска		
	с полем допуска $H6$		$K7$	$M7$	$N7$	с полем допуска $H7$		$K8$	$M8$	$N8$
			удаляемый припуск $h$ , мм					удаляемый припуск $h$ , мм		
10÷18	$+11_0$	$+9_{+6}$	$+6_{-12}$	$0_{-18}$	$-5_{-23}$	$+18_0$	$+14_{+9}$	$+8_{-19}$	$+2_{-25}$	$-3_{-30}$
			$0_{\div 21}$	$6_{\div 27}$	$11_{\div 32}$			$1_{\div 33}$	$7_{\div 39}$	$12_{\div 43}$
18÷30	$+13_0$	$+10_{+6}$	$+6_{-15}$	$0_{-21}$	$-7_{-28}$	$+21_0$	$+17_{+11}$	$+10_{-23}$	$+4_{-29}$	$-3_{-36}$
			$0_{\div 25}$	$6_{\div 31}$	$13_{\div 38}$			$1_{\div 40}$	$7_{\div 46}$	$14_{\div 53}$
30÷50	$+16_0$	$+13_{+8}$	$+7_{-18}$	$0_{-25}$	$-8_{-33}$	$+25_0$	$+20_{+12}$	$+12_{-27}$	$+5_{-34}$	$+3_{-42}$
			$1_{\div 31}$	$8_{\div 38}$	$16_{\div 46}$			$0_{\div 47}$	$7_{\div 54}$	$15_{\div 62}$

В табл. 1 приведены примеры значений полей допусков на диаметры алмазных разверток для обработки отверстий диаметром от 10 до 50 мм под посадку с отклонением  $H$  квалитетов точности 6 и 7. Поля допусков диаметров алмазных разверток для обработки отверстий с другими посадками одного квалитета точности остаются постоянными, равными табличным значениям. Изменяются лишь величины верхнего и нижнего отклонений.

Зернистость алмазных брусков выбирается в зависимости от объема, удаляемого при развертывании металла. Для повышения исправляемости исходной

погрешности формы обрабатываемого отверстия и производительности обработки целесообразно использовать алмазные бруски с возможно большей зернистостью. Однако при этом следует учитывать необходимость обеспечения требуемой шероховатости поверхности обработанных отверстий. Рекомендации по выбору зернистости алмазных брусков приведены в табл. 2.

Алмазные инструменты при всех присущих им достоинствах имеют один существенный недостаток: при температурах, превышающих  $800 \div 820^{\circ}\text{C}$ , алмазные зерна графитизируются и полностью теряют свои режущие

свойства. Поэтому важно знать связь между элементами режима резания и температурной нагрузженностью алмазной развертки, позволяющую определить рациональную область режимов, обеспечивающих безопасный уровень температур.

Известна зависимость температуры на рабочей поверхности алмазного зерна при развертывании от условий обработки [2], которую в упрощенном виде, пригодном для качественной оценки влияния элементов режима резания на температуру и, следовательно, на интенсивность изна-

Таблица 2

Исходное отклонение отверстия от цилиндричности, мкм	Параметр $Ra$ шероховатости поверхности, мкм	Припуск на диаметр, $h$ , мкм	Зернистость алмаза			Отклонение от цилиндричности, мкм	
			Параметр $Ra$ шероховатости обработанной поверхности отверстий, мкм				
			Номер ряда бруска				
			1	2	3		
$30 \div 40$		$40 \div 70$	$200/160$	$100/80$	$40/28$	1—3	
$1,6 \div 5$			$1,6 \div 2,5$	$0,63 \div 1,0$	$0,2 \div 0,3$		
$20 \div 30$		$30 \div 50$	$160/125$	$100/80$	$40/28$	1—2	
$1,6 \div 2,5$			$1,6 \div 2,5$	$0,63 \div 1,0$	$0,2 \div 0,3$		
$10 \div 20$		$20 \div 40$	$100/80$	$40/28$	—	1—2	
$1,25 \div 1,6$			$0,63 \div 1,0$	$0,2 \div 0,3$	—		
$5 \div 10$		$10 \div 15$	$80/63$	$40/28$	—	1—2	
$0,8 \div 1,25$			$0,5 \div 0,8$	$0,2 \div 0,3$	—		
$5$		$5 \div 10$	$40 \div 28$	$20/14$	—	1	
$0,8 \div 1,25$			$0,2 \div 0,3$	$0,1 \div 0,2$	—		

шивания инструмента, можно записать так:

$$\theta_p = CP_z v, \quad (3)$$

где  $P_z$  — тангенциальная составляющая силы резания;  $v$  — скорость резания;  $C$  — постоянный для заданных условий коэффициент, зависящий от площади контакта инструмента с изделием, зернистости и концентрации алмазных зерен, от теплопроводности зерен, связки, обрабатываемого материала и др.

При алмазном развертывании конструкционных материалов зависимость тангенциальной составляющей силы резания от режимов резания и твердости обрабатываемого материала имеет вид:

$$P_z = C_p t^x S^y v^{-n} HB^k, \quad (4)$$

где  $C_p$  — постоянный коэффициент, зависящий от условий обработки;  $t$  — глубина резания;  $S$  — подача;  $v$  — скорость резания;  $HB$  — твердость обрабатываемого материала;  $x, y, n, k$  — показатели степени.

Значения показателей степени влияния рассматриваемых факторов на силу приведены в табл. 3.

При обработке чугуна и стали из элементов режима резания наибольшее влияние на силу резания, интенсивность теплообразования и температуру оказывает глубина резания; близкое, но меньшее влияние оказывает подача; при их увеличении температура возрастает. При изменении скорости резания следует учитывать непосредственное ее влияние на температуру и одновременно ее влияние на температуру через изменение силы резания  $P_z$ .

При обработке металлов лезвийными инструментами (резцами, сверлами и др.) чем пластичнее металл, тем больше показатель степени влияния скорости резания на силу. При алмазном развертывании, как видно из табл. 3, этого не наблюдается. Показатель степени при обработке пластичного металла — стали ( $n = 0,2 \div 0,3$ ) значительно мень-

Обрабатываемый материал	Показатель степени в формуле (5)			
	$x$	$y$	$n$	$k$
Чугун	0,8÷0,9	0,7÷0,8	0,7÷0,8	0,7÷0,8
Сталь	0,8÷1,1	0,7÷0,8	0,2÷0,3	0,8÷0,9

ше, чем при обработке менее пластичного чугуна ( $n = 0,7 \div 0,8$ ). Объясняется это следующим.

При алмазном развертывании чугуна образуются стружка надлома и элементная стружка, когда элементы стружки не связаны между собой. Такая стружка, измельчаясь в процессе работы, хорошо размещается между алмазными зернами, связкой алмазного бруска и стенкой обрабатываемого отверстия и хорошо вымывается из зоны обработки, не вызывая дополнительного трения стружки о поверхности обрабатываемого отверстия и развертки. При увеличении скорости резания температура в зоне резания возрастает, что приводит к уменьшению коэффициента трения граней алмазных зерен и обрабатываемого чугуна и уменьшению силы резания  $P_z$ .

При алмазном развертывании более пластичного металла — стали коэффициент трения граней алмазных зерен и обрабатываемого материала при увеличении скорости резания также будет уменьшаться, способствуя уменьшению силы резания. Однако при этом образуется сливная стружка, которая значительно хуже размещается между алмазными зернами, хуже вымывается из зоны обработки. Это вызывает дополнительное трение стружки о поверхности обрабатываемого отверстия и развертки, приводя к увеличению силы резания. В результате этого показатель степени, характеризующий влияние скорости резания на силу  $P_z$  при алмазном развертывании стали, оказывается меньшим по величине, чем при развертывании чугуна.

Разная степень влияния скорости резания на тангенциальную составляющую силы резания при алмазном развертывании

стали и чугуна сказывается на различном влиянии ее на изменение температуры. С увеличением скорости резания температура должна возрастать, но, с другой стороны, увеличение скорости резания вызывает уменьшение тангенциальной составляющей силы резания, и температура должна уменьшаться. Причем если при развертывании чугуна влияние скорости резания оказывается небольшим, поскольку суммарный показатель степени при скорости резания в формуле (3) с учетом формулы (4) будет небольшим:  $(1 - n) = 0,2 \div 0,3$ , то при обработке стали влияние скорости резания на температуру оказывается близким к степени влияния на нее глубины резания и подачи, поскольку суммарный показатель степени при скорости резания  $(1 - n) = 0,7 \div 0,8$ , т. е. в 2,5 раза больше, чем при развертывании чугуна. В связи с этим при алмазном развертывании чугуна, в отличие от стали, изменение скорости резания в пределах 5÷30 м/мин не оказывает существенного влияния на температуру и интенсивность диаметрального изнашивания инструмента.

Рассматривая влияние скорости резания на температуру, всегда следует иметь в виду, что скорость резания, как и подача, прямо влияет на основное время выполнения операции развертывания, т. е. на производительность труда.

Допустим, что при алмазном развертывании отверстий в детали из чугуна с заданной глубиной резания необходимо уменьшить интенсивность теплообразования и температуру рабочей поверхности алмазного зерна на 10 %, т. е.  $\theta_2/\theta_1 = 0,9$ . Этого можно достичь уменьшением либо пода-

чи, либо скорости резания. Для снижения температуры на 10 % потребуется величину подачи уменьшить на 15 % поскольку  $\theta_2/\theta_1 = (S_2/S_1)^{0,7} = 0,9$  или  $S_2/S_1 = 0,85$ . При этом основное время выполнения операции увеличится также на 15 %. Для снижения температуры на 10 % скорость резания потребуется уменьшить на 41 %, поскольку при показателе степени  $(1 - n) = 0,2 \theta_2/\theta_1 = (v_2/v_1)^{0,2} = 0,9$  или  $v_2/v_1 = 0,59$ , т. е. основное время выполнения операции увеличится также на 41 %.

Таким образом, для рассматриваемого случая алмазного развертывания отверстий в чугуне снижение температуры на 10 % за счет уменьшения скорости резания, почти втрое большего по сравнению с уменьшением подачи, вызовет увеличение основного времени выполнения операции развертывания, что нерационально. В связи с этим снижать температуру в данном случае целесообразнее за счет уменьшения подачи.

В случае алмазного развертывания отверстий в деталях, изготовленных из стали, когда показатели степени при подаче и скорости резания практически одинаковы  $y = (1 - n)$ , снижать температуру можно уменьшением как подачи, так и скорости резания при одинаковом увеличении основного времени выполнения операции развертывания.

Большое влияние на работоспособность алмазной развертки и точность геометрической формы обрабатываемого отверстия оказывает величина  $h$  удаляемого припуска. Обычно основная цель операции алмазного развертывания сводится к исправлению погрешности геометрической формы отверстия, и величина припуска устанавливается по разности между исходной и заданной точностью формы отверстия по формуле  $h = (\Delta_i - \Delta_k)K_i + RzK_2$ , где  $\Delta_i, \Delta_k$  — соответственно исходная и конечная погрешности формы отверстия, допускаемые до и по-

сле алмазного развертывания;  $K_1$  — коэффициент, характеризующий исправляющую возможность алмазного развертывания ( $K_1 = 1,1$  — при обработке жестких деталей, при работе с малыми значениями скорости резания и подачи;  $K_1 = 1,2 \div 1,3$  — при обработке маложестких деталей, при увеличенных значениях скорости резания и подачи);  $Rz$  — исходный параметр шероховатости поверхности обрабатываемого отверстия;  $K_2 = 1,0 \div 1,1$  — коэффициент, учитывающий необходимость увеличения припуска с целью уменьшения шероховатости поверхности отверстия.

Для обеспечения работоспособности алмазных брусков и размерной стойкости развертки необходимо, чтобы величина припуска на диаметр при однопроходной обработке точных отверстий в чугунных деталях составляла  $h = 0,03 \div 0,06$  мм, а в стальных —  $h = 0,01 \div 0,03$  мм. Исходя из этого расчета, следует задавать диаметр предварительного отверстия под последующее алмазное развертывание:

$$D_{o_{\delta_h}}^{\delta_b} = D_{p_{\Delta_h}}^{\Delta_b} - h_{\min}^{\max}, \text{ где } D_o, D_p — \text{диаметры предварительного отверстия и развертки; } \delta_b, \Delta_b \text{ и } \delta_h, \Delta_h — \text{верхние и нижние отклонения полей допусков соответственно предварительного отверстия и развертки; } h_{\max}, h_{\min} — \text{максимальный и минимальный припуски под развертывание.}$$

Отсюда можно найти верхнее и нижнее отклонения диаметра предварительного отверстия:  $\delta_b = \Delta_h - h_{\min}$ ;  $\delta_h = \Delta_b - h_{\max}$ .

Для примера определим диаметр предварительного отверстия под алмазное развертывание для рассмотренного выше случая получения отверстия диаметром  $D = 20H7(+0,021)$  мм. Как было найдено выше, диаметр развертки  $D_p = 20^{+0,017}_{+0,011}$  мм, т. е.  $\Delta_b = +17$  и  $\Delta_h = +11$  мкм.

В соответствии с приведенными выше рекомендациями при-

нимаем  $h_{\max} = 40$  мкм и  $h_{\min} = 5$  мкм. Тогда:  $\delta_b = \Delta_h - h_{\min} = 11 - 5 = +6$  мкм;  $\delta_h = \Delta_b - h_{\max} = 17 - 40 = -23$  мкм.

Поле допуска предварительного отверстия составляет:  $\delta_b - \delta_h = 29$  мкм. Поле допуска для отверстия диаметром 20 мм в системе вала составляет [3] для 7-го квалитета 21 мкм и для 8-го — 33 мкм. Более близким к найденному полю допуска предварительного отверстия является поле допуска 8-го квалитета с посадкой  $M8_{-29}^{+4}$ . При обработке такого отверстия максимальный и минимальный припуски составят:  $h_{\max} = \Delta_b - \delta_h = 17 - (-29) = 46$  мкм;  $h_{\min} = \Delta_h - \delta_b = 11 - 4 = 7$  мкм.

Полученные значения припусков близки к заданным, поэтому принимаем диаметр предварительного отверстия под алмазное развертывание  $D_o = 20 M8_{-29}^{+4}$ .

При алмазном развертывании точных отверстий необходимо обеспечить соосность развертки и обрабатываемого отверстия, полученного на предшествующей операции. Это условие определяет способ крепления инструмента и детали.

В наиболее распространенных случаях при обработке тяжелых корпусных деталей, а также деталей с отверстиями малого диаметра и большой глубины, когда глубина отверстия втрое превышает его диаметр, более целесообразно шарнирное крепление алмазной развертки в шпинделе станка и жесткое крепление обрабатываемой детали. В случае, когда наладкой обеспечивается точное центрирование детали при отклонении от соосности обрабатываемого отверстия и шпинделя станка менее  $0,03 \div 0,05$  мм, можно использовать одношарнирное крепление алмазной развертки. Если же это отклонение превышает 0,05 мм, необходимо использовать двухшарнирное крепление развертки и жесткое крепление детали.

Следует отметить, что шарнирное крепление развертки не исключает влияния отклонения от соосности инструмента и отверстия на геометрию развертываемого отверстия. Даже при двухшарнирном соединении алмазной развертки со шпинделем станка под действием осевой силы, возникающей при обработке, и создаваемого ею изгибающего момента ось развертки стремится "опрокинуться" и занять положение, совпадающее с осью шпинделя станка. В свою очередь, это приводит к перекосу инструмента, увеличению радиального давления на алмазные бруски развертки, особенно на участке входа инструмента в отверстие, и ухудшению геометрии последнего по отклонению от цилиндричности. Поэтому в отдельных случаях при обработке длинных и точных отверстий, когда трудно обеспечить соосность шпинделя и обрабатываемого отверстия, кроме двухшарнирного крепления алмазной развертки, используется "плавающее" крепление обрабатываемой детали, при котором она имеет возможность свободного перемещения в плоскости, перпендикулярной к оси шпинделя.

Кроме того, необходимо, чтобы базовый торец обрабатываемой детали был перпендикулярен к оси развертываемого отверстия с точностью  $0,02 \div 0,03$  мм.

По аналогии с хонингованием [4] оправки для установки инструмента могут выполняться с шаровыми шарнирами или крестово-шарнирными муфтами (шарнирами Гука).

Преимуществом конструкции шаровых шарниров является возможность регулирования зазоров по мере изнашивания сопряженных деталей. Однако существенным недостатком является высокая трудоемкость изготовления и недостаточная податливость шарниров вследствие большого трения.

Оправка с крестово-шарнирными муфтами (рис. 4) содержит два шарнира, расположенных крест-накрест под углом  $90^\circ$ . Она проста в

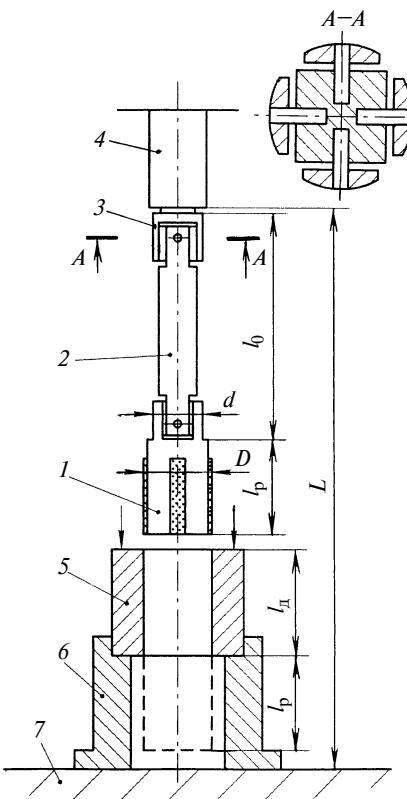


Рис. 4. Схема установки алмазной развертки и обрабатываемой детали на сверлильном станке

изготовлении, обеспечивает легкое качание шарниров и хорошую самоустановливаемость алмазной развертки в обрабатываемом отверстии. Зазоры в шарнирных соединениях не регулируются, и поэтому по мере изнашивания и образования зазоров в процессе эксплуатации таких оправок приходится ремонтировать их шарниры.

При эксплуатации крестово-шарнирные муфты должны двигаться свободно, без заеданий. Отклонения от симметричности осей крестовин и осей отверстий вилок шарниров не должны превышать 0,05 мм. Отклонение от

параллельности сторон вилок и отклонение от перпендикулярности к ним осей отверстий не должны превышать 0,02 мм.

Алмазное развертывание точных отверстий целесообразно выполнять на вертикально- или радиально-сверлильных станках, не требующих высокой квалификации рабочего-оператора и простых в управлении. Схема установки алмазной развертки и обрабатываемой детали на вертикально-сверлильном станке показана на рис. 4. Алмазная развертка 1 закрепляется в оправке 2, содержащей две крестово-шарнирные муфты 3. Оправка заканчивается конусом Морзе и устанавливается в шпинделе 4 станка. Изделие 5, в котором обрабатываются отверстия, закрепляется в приспособлении 6, установленном на столе 7 сверлильного станка и выставленном относительно оси шпинделя станка с указанной выше точностью.

Для выполнения на станке алмазного развертывания отверстия необходимо в процессе наладки станка выдержать следующие четыре условия: 1)  $(l_o + 2l_p + l_d) < L$ ; 2)  $(l_p + l_d) < L_{\text{раб. ход}}$ ; 3)  $l_o > l_d$ ; 4)  $d < D$ .

Здесь:  $l_o$  — длина оправки с двумя крестово-шарнирными муфтами;  $l_p$  — длина рабочей части алмазной развертки;  $l_d$  — длина обрабатываемого отверстия;  $L_{\text{раб. ход}}$  — длина рабочего хода шпинделя станка;  $L$  — максимальное расстояние от конца шпинделя до стола станка;  $D$  — диаметр алмазной развертки;  $d$  — диаметр шарниро-крестовой муфты.

В табл. 4 приведены размеры  $L$  и  $L_{\text{раб. ход}}$  для различных моделей станков.

Таблица 4

Тип станка	Модель станка	$L_{\text{раб. ход}}, \text{мм}$	$L, \text{мм}$
Вертикально-сверлильный	2A125 2H125	200 200	700
	2A135 2H135	225 250	750
	2A150 2H150	250 300	800
Радиально-сверлильный	2A55	400	1000

Таблица 5

Наименование детали	Материал, твердость HB (HRC)	Отверстие					Режим обработки		
		Диаметр, мм	Допуск, мм	Длина, мм	Отклонение от цилиндричности, мкм	R <sub>a</sub> , мкм	v, м/мин	S, мм/об	h, мкм
Направляющая клапана	СЧ20, 180—200	8	+0,015	32	5	0,63	5÷8	0,1÷0,3	20÷30
Втулка	Сталь 20Х, (40)	10	+0,02	36	2	0,32	5÷12	0,05÷0,1	20÷40
Втулка плунжера	Сталь ШХ-15, <229	11,96	+0,02	47	10	0,63	5÷15	0,1÷0,15	20÷40
Подшипник	Бр010 С 10	12	+0,008	14,5	4	0,32	10÷15	0,1÷0,3	10÷30
Диск	СЧ20, 180÷200	16	+0,018	6	9	0,63	20	0,2	40÷60
Корпус подшипника	СЧ20, 180÷200	19,3	+0,013	65	2	0,32	15	0,4	30÷60
Втулка	Саль 20л, <200	32	+0,04	80	10	0,63	5÷10	0,1÷0,2	20÷40
Корпус	Сталь 45 (26—38)	32	+0,04	70	10	0,32	5÷10	0,1÷0,15	20÷40
Втулка	Сталь 45, <229	32	+0,04	70	5	0,4	5÷10	0,1÷0,2	30÷50
Корпус гидрораспределителя	СЧ20, 180÷200	32	+0,1	126	5	0,32	25	0,3÷0,5	80÷100
Шестерня	Сталь 12ХН4А (54÷67)	43	+0,034 +0,009	30	5	0,125	5	0,05	20÷30
Корпус сервомеханизма	СЧ20, 180÷200	65	+0,046	105	20	0,4	25,5	0,3÷0,5	20÷50
Гильза минидизеля	СЧ20, 180÷200	82	+0,02	200	10	0,32	15	0,3	60÷100
Блок пускового мотора	СЧ20, 180÷200	92	+0,02	198	10	0,5	18	0,3÷0,6	60÷100

лей сверлильных станков при длинах частей универсальной алмазной развертки: конической  $l_k = 70 \div 100$  мм; цилиндрической  $l_{ц} = 30 \div 50$  мм и рабочей  $l_p = 120 \div 160$  мм.

Первое условие определяет возможность размещения наладки на выбранной модели сверлильного станка, второе условие — возможность обработки на нем отверстия заданной длины, а

третье и четвертое условия характеризуют требуемые исполнительные размеры длины оправки с шарниро-крестовыми муфтами и их диаметр.

Результаты производственных испытаний и внедрения показали, что алмазное развертывание значительно улучшает геометрические и точностные параметры отверстий. Если после операции растачивания поле расстояния размеров отверстий составляет до 0,03 мм, то после алмазного развертывания оно не превышает 0,005 мм. Отклонение отверстия от круглости уменьшается с 30÷40 до 2÷3 мкм, а погрешность формы в продольном сечении — с 20 до 2÷3 мкм.

Было оценено влияние исходного отклонения  $\Delta_i$  отверстий от круглости на отклонение  $\Delta_k$ , полученное после развертывания алмазным инструментом. Предварительно расточенные отверстия после измерений разбили на две группы в зависимости от исходного отклонения от круглости:  $\Delta_i = 5 \div 10$  и  $10 \div 15$  мкм. Из результатов испытаний, приведенных на рис. 5, видно, что жесткая нерегулируемая алмазная развертка обеспечивает высокую исправляемость исходной погрешности отверстий. Точность

$\Delta_k = 1 \div 2$  мкм имеют 98 % обработанных отверстий при  $\Delta_i = 10 \div 15$  мкм и 100 % обработанных отверстий при  $\Delta_i = 5 \div 10$  мкм.

Простота конструкции нового алмазного инструмента, надежность и износостойчивость, способность обеспечивать высокие точностные показатели обрабатываемых изделий открывает широкие возможности для его практического использования. В табл. 5 приведены точностные параметры и режимы обработки отверстий в различных деталях при внедрении испытаний алмазных разверток на Челябинском тракторном заводе.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Фрагин И. Е. Новое в хонинговании. М.: Машиностроение. 1980. 96 с.
- Холмогорцев Ю. П., Устимов Е. С. Особенности алмазного развертывания точных отверстий в конструкционных материалах // Вестник машиностроения. 2006. № 6. С. 47—53.
- Допуски и посадки: Справочник. /В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. Л.: Машиностроение. 1982. Ч. 1. 544 с.
- Наерман М. С., Попов С. А. Прецisionная обработка деталей алмазными и абразивными брусками. М.: Машиностроение, 1971. 224 с.

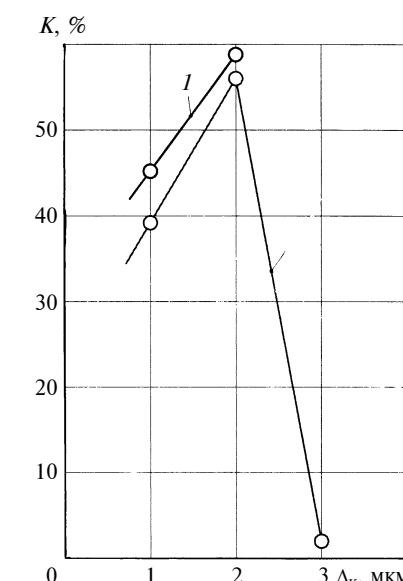


Рис. 5. Распределение отверстий по отклонению  $\Delta_k$  от круглости после обработки их алмазными развертками при  $\Delta_i = 5 \div 10$  (1) и  $10 \div 15$  мкм (2) (K — частота)

# Фактическая площадь контакта и коэффициент трения поверхностей направляющих сверла для глубокого сверления и обрабатываемого отверстия

Приведено исследование фактической площади контакта и коэффициента трения направляющих элементов сверла для глубокого сверления и обрабатываемого отверстия в зависимости от угла наклона микронеровностей направляющих. Показана модель контактного взаимодействия этих поверхностей, подтвержденная результатами экспериментальных исследований. Приведена программа, позволяющая моделировать поверхности направляющих элементов и обрабатываемого отверстия и прогнозировать фактическую площадь контакта и коэффициент трения для различных вариантов их взаимодействия.

Investigations of factual contact area and friction coefficient of drill guides for peck feed drilling and processed hole depending on slope angle of guide's micro-irregularities have been accomplished. An experimentally confirmed model of contact interaction of these surfaces has been shown. The program was presented allowing to simulate the surfaces of guide elements and of processed hole and to forecast the factual contact area and friction coefficient for different variants of their interaction.

Глубокое сверление является специфической технологической операцией, широко применяемой в современном производстве, для проведения которой требуется создание специального инструмента, оснастки и оборудования. Тяжелые условия сверления заставляют работать корпус сверла, режущие и направляющие элементы с высокими напряжениями, приводящими в конечном итоге к износу сверла [1]. Интенсивность изнашивания твердосплавного инструмента существенно определяется коэффициентом трения, контактными напряжениями, температурой резания, свойствами обрабатываемого и инструментального материалов и т. д. Контактными характеристиками, в значительной мере влияющими на эксплуатационные свойства соединения "направляющий элемент — обрабатываемое отверстие", являются сближение шероховатых поверхностей, относительная площадь их контакта и объем зазоров в стыке, которые находятся в определенной взаимозависимости и определяются параметрами микротопографии и величиной сжимающих напряжений.

Известно определенное соотношение площадей контакта [2]:  $\eta_1 = A_r/A_c$ , где  $A_r$  и  $A_c$  — фактическая и контурная площади контакта;  $\eta_1$  — относительная площадь контакта. Здесь:

$$A_c = A_a K_B K_w \left[ \left( \frac{2R_B}{H_B} \right)^{1/2} \theta_{p_a} \right]^{v_w/(v_w + \delta)};$$

$$\eta_1 = \frac{k_1 b_1 b_2 (h_{\max 1} + h_{\max 2})}{h_{\max 1}^{v_1} h_{\max 2}^{v_2}} (\varepsilon')^{v_1 + v_2}.$$

Зависимость коэффициента трения от нагрузки [2] определяется выражением:

$$f = \tau_0 \left( \frac{A_c}{N} \right)^{1/(2v+1)} \times \\ \times \left[ \frac{2,35 b^{1/2v} R^{1/2} (1-\mu)^2}{2^{1/2v} K_1 v(v-1) h_{\max}^{1/2} E} \right]^{2v/(2v+1)} + \beta.$$

Воспользуемся распределением параметров шероховатости по площади поверхности с учетом анизотропии направлений неровностей, полученным на основании теоретических исследований [3]:  $h_\alpha = h_{\min} + \Delta h_\alpha \sin \alpha$  (где  $h_\alpha$  — значение параметра  $R_a$  микрорельефа, направленного под углом  $\alpha$  к направлению измерения;  $\Delta h_\alpha = h_{\max} - h_{\min}$  — разность между максимальным и минимальным значениями параметра шероховатости), и аналитическими зависимостями сил трения на направляющих двухрежевого сверла от подачи, полученными в работе [4]:  $N_1 = 11424,82 S^{0,76}$ ,  $N_2 = 12069,73 S^{0,66}$ .

Подставив в формулы площадей контакта значения коэффициентов и величин, определенных в работе [2] и выбираемых для случая взаимодействия поверхности направляющих элементов сверла и обрабатываемого отверстия, и проводя преобразования, получим формулы для определения фактической площади контакта и коэффициента трения на каждой из направляющих двухрежевого сверла глубокого сверления:

$$A_{r1} = \\ 2 \Delta^5 A_{a1} \left[ \frac{15,4982 S^{0,76}}{H_B^{0,5} A_{a1}} \right]^{0,536} \\ = \frac{[(h_{\min 1} + \Delta h \sin \alpha)^3 + h_{\max 2}^2] (h_{\min 1} + \Delta h \sin \alpha + h_{\max 2})^4}{[(h_{\min 1} + \Delta h \sin \alpha)^3 + h_{\max 2}^2] (h_{\min 1} + \Delta h \sin \alpha + h_{\max 2})^4}; \\ A_{r2} = \\ 2 \Delta^5 A_{a2} \left[ \frac{16,373 S^{0,66}}{H_B^{0,5} A_{a1}} \right]^{0,536} \\ = \frac{[(h_{\min 1} + \Delta h \sin \alpha)^3 + h_{\max 2}^2] (h_{\min 1} + \Delta h \sin \alpha + h_{\max 2})^4}{[(h_{\min 1} + \Delta h \sin \alpha)^3 + h_{\max 2}^2] (h_{\min 1} + \Delta h \sin \alpha + h_{\max 2})^4}; \\ f_1 = 0,1 \left[ \frac{2A_{a1}}{11424,82 S^{0,76}} \left( \frac{15,498 S^{0,76}}{H_B^{0,5} A_{a1}} \right)^{0,536} \right]^{1/7} \times \\ \times \left[ \frac{1,4793}{10^8 h_{\max}^{3/2} (h_{\min} + \Delta h \sin \alpha)^{1/2}} \right]^{0,8571} + \beta;$$

$$f_2 = 0,1 \left[ \frac{2A_{a2}}{12069,73S^{0,66}} \left( \frac{16,373S^{0,66}}{H_B^{0,5} A_{a2}} \right)^{0,536} \right]^{1/7} \times \\ \times \left[ \frac{1,4793}{10^8 h_{\max}^{3/2} (h_{\min} + \Delta h \sin \alpha)^{1/2}} \right]^{0,8571} + \beta,$$

где  $A_{a1}, A_{a2}$  — номинальные площади контакта направляющих;  $S$  — подача;  $\Delta$  — сближение;  $\beta$  — пьезометрический коэффициент;  $H_B$  — высота волн микронеровностей, соизмеримая с высотой шероховатости;  $h_{\min 1}$  — минимальная высота микронеровностей поверхности направляющих;  $h_{\max 2}$  — максимальная высота микронеровностей поверхности обрабатываемого отверстия;  $\alpha$  — угол направления следов обработки направляющих по отношению к оси сверла.

Учитывая, что проведение экспериментов с целью определения контактных характеристик соединений достаточно трудоемко и не дает ясного представления о величине сближения, плотности контакта и объеме зазора в стыке, при изучении контактных характеристик актуально использовать метод математического моделирования, который позволяет представить взаимодействие шероховатых поверхностей и еще на стадии проектирования обеспечить необходимый уровень эксплуатационных свойств. При численном моделировании шероховатость аппроксимируется матрицей  $n \times n$  элементов, значения которых представляют собой величину высоты в рассматриваемой точке относительно самой низкой (высота которой принимается равной нулю).

Разработанная модель позволяет представить взаимодействие поверхностей направляющих сверла для глубокого сверления и обрабатываемого отверстия. Причем поверхность направляющих получена шлифованием с учетом анизотропии направлений неровностей, а поверхность отверстия — лезвийной обработкой. Среда разработки программы — Borland Delphi 6. При написании программы по заданным средним значениям параметра  $Ra$  шероховатости создавалось несколько вариантов поверхностей. Шлифованные поверхности создавались с учетом различных направлений следов обработки. Для каждого варианта поверхности заранее было сгенерировано около 10 000 последовательностей и сохранено в файлах save 0.8, save 0.8 45, save 0.8 90, save 1.6, save 1.6 45, save 1.6 90, save 3.2, save 3.2 45, save 3.2 90, save 6.3, save 12.5, save 25. Каждая последовательность имеет определенное среднее значение. Таким образом, были созданы девять вариантов для поверхностей, полученных шлифованием, со значением  $Ra = 0,8, 1,6$  и  $3,2$  мкм в комбинации с тремя вариантами направлений следов обработки ( $0, 45, 90^\circ$ ) и три варианта для поверхностей, полученных лезвийной обработкой ( $6,3, 12,5, 25$  мкм). В зависимости от выбранного среднего значения параметра шероховатости

поверхности и угла направления микронеровностей строится и отображается на экране визуальная форма шлифованной поверхности. Визуализация шероховатости поверхности, полученной лезвийной обработкой, на основании исследований [5] и анализа измерений эталонных профилей шероховатости строится по формуле  $y = -\cos(x)$ . Программа выдает значения фактической площади контакта ( $A_{r1}, A_{r2}$ ) и коэффициента трения ( $f_1, f_2$ ) для каждой из направляющих в зависимости от значения параметра шероховатости поверхностей, угла наклона неровностей, величины подачи и площади поверхности каждой из направляющих. Экранная форма программы имеет вид, представленный на рис. 1. В экранной форме присутствуют элементы, с помощью которых можно выбрать: величины параметра шероховатости поверхностей направляющих и обрабатываемого отверстия, угол наклона микронеровностей направляющих, величину переменной  $\Delta$ , площадь каждой из направляющих и подачу инструмента. В программу внесены функции для облегчения снятия данных. При работе программы последовательность просчитанных величин фактической площади контакта и коэффициента трения для каждой из направляющих заносится в текстовый файл "7save.txt". А визуализация шероховатостей сохраняется в файле "./save.bmp". На рис. 2 представлен алгоритм программы моделирования.

Программа составлялась для исследования взаимодействия поверхностей обрабатываемого отверстия и направляющих элементов сверла и действительна при следующих граничных условиях модели. Параметры шероховатости поверхности направляющих выбирались в пределах  $Ra = 3,2 \div 0,8$  мкм при угле наклона микронеровностей к оси сверла  $\alpha = 0, 45, 90^\circ$ , параметры шероховатости поверхности отверстия выбирались в пределах  $Ra = 25 \div 6,3$  мкм, величина подачи  $S = 0,1 \div 0,2$  мм/об, площадь поверхности каждой из направляющих  $A_a = 5 \div 10$  см<sup>2</sup>.

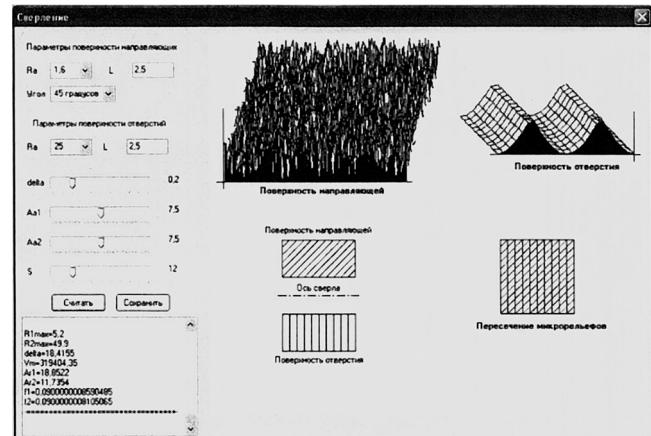


Рис. 1. Экранная форма программы моделирования



Рис. 2. Алгоритм программы моделирования

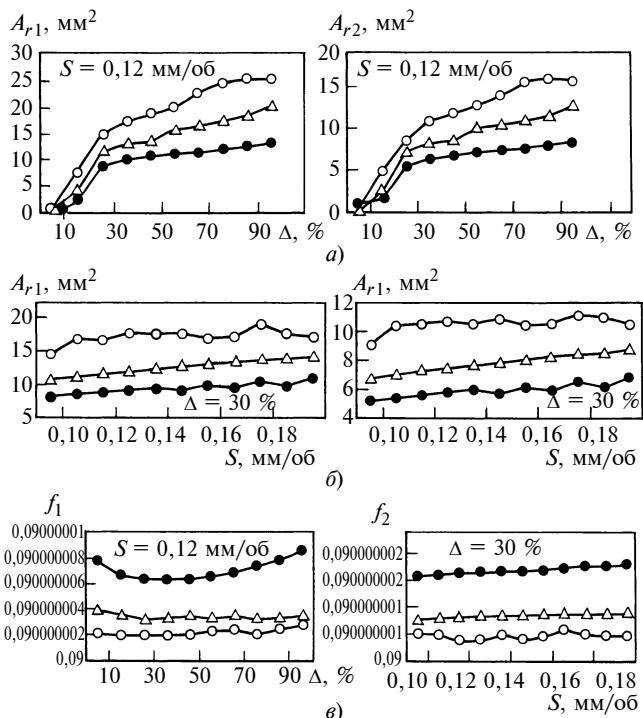


Рис. 3. Зависимости площадей контакта  $A_{r1}$  и  $A_{r2}$  от сближения  $\Delta$  (а) и подачи  $S$  (б) и коэффициентов трения  $f_1$  от  $\Delta$  (в) и  $f_2$  от  $S$  (г) для первой и второй направляющих:  $A_{a1} = A_{a2} = 7,5 \text{ см}^2$ ; направляющая —  $R_a = 3,2 \text{ мкм}$ , отверстие —  $R_a = 12,5 \text{ мкм}$  (а, б); направляющая —  $R_a = 1,6 \text{ мкм}$ , отверстие —  $R_a = 25 \text{ мкм}$  (в, г); направление микронеровностей: —●— параллельное; —△— под углом  $45^\circ$ ; —○— перпендикулярное

На основании вычислений программы получены графики изменения фактической площади контакта и коэффициента трения в зависимости от сближения  $\Delta$  угла наклона микронеровностей, подачи  $S$  инструмента и размеров направляющих (рис. 3).

Анализ графиков изменения фактической площади контакта и коэффициента трения от угла наклона микронеровностей и сближения показывает, что поверхности при перпендикулярном и под углом  $45^\circ$  взаимодействии микрорельефов имеют наибольшую фактическую площадь контакта и наименьший коэффициент трения, при параллельном взаимодействии микрорельефов — наименьшую фактическую площадь контакта и наибольший коэффициент трения. Анализ графиков показывает, что фактическая площадь контакта одной из направляющих больше другой при одинаковых номинальных площадях контакта. Это вызвано различием нагрузок, действующих на каждую из направляющих. На основании полученных графи-

ков изменения фактической площади контакта с целью достижения равномерного изнашивания направляющих и экономии материала можно рекомендовать уменьшение номинальной площади контакта менее нагруженной направляющей на величину разницы между фактическими площадями контакта.

Рассматривая графики изменения фактической площади контакта и коэффициентов трения в зависимости от подачи, видим незначительное изменение фактической площади контакта и коэффициента трения в пределах значений подач, устанавливаемых моделью. Причем анализ вычислений фактической площади контакта и коэффициента трения показывает, что отклонения параллельных вычислений модели не превышают 5 % (рис. 4).

Адекватность разработанной модели оценивали методом раздавливания капли масла на поверхности контртела образцом с разным направлением микрорельефа (рис. 5).

Результаты опытов по определению площади контакта при раздавливании капли масла приведены в таблице.

Обозначив площадь слоя масла через  $F$  и приняв  $F_{o1}, F_{o2}, F_{o3}$  и  $F_{k1}, F_{k2}, F_{k3}$  — площади слоя масла на поверхности образца и контртела соответственно при параллельном, под углом  $45^\circ$  и перпендикулярном взаимодействии микрорельефов, напри-

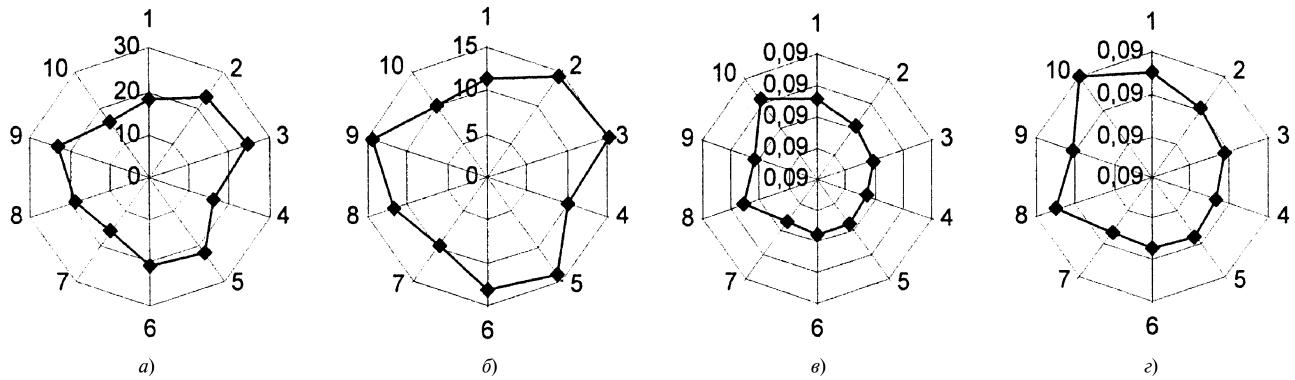


Рис. 4. Фактическая площадь контакта первой (а) и второй (б) и коэффициент трения первой (в) и второй (г) направляющих: направляющая —  $R_a = 3,2 \text{ мкм}$ , отверстие —  $R_a = 12,5 \text{ мкм}$ ; взаимодействие микронеровностей — перпендикулярное;  $A_{a1} = A_{a2} = 7,5 \text{ см}^2$ ;  $\Delta = 30\%$ ;  $S = 0,12 \text{ мм/об}$

Среднестатистическая площадь ( $\text{мм}^2$ ) пятна контакта при взаимодействии образцов и контртел при усилении раздавливания 30 кг

Взаимодействие микрорельефов	Образец с $R_a$ 3,2 мкм	Контртело с $R_a$ 25 мкм	Образец с $R_a$ 1,6 мкм	Контртело с $R_a$ 25 мкм	Образец с $R_a$ 0,8 мкм	Контртело с $R_a$ 25 мкм
Параллельное	252	157	270,8	162	261	166,3
Перпендикулярное	238	138	212	134	243	161,5
Под углом 45°	243	143	250,5	141,8	246,5	163,8

мер, для образца с высотой микрорельефа  $R_a = 3,2 \text{ мкм}$  и контртела с  $R_a = 25 \text{ мкм}$ , получим:

$$F_{o1} : F_{o2} : F_{o3} = 252 : 243 : 237,8 = 1,06 : 1,04 : 1;$$

$$F_{k1} : F_{k2} : F_{k3} = 157 : 142,8 : 138 = 1,14 : 1,1 : 1.$$

Учитывая, что объем масла, нанесенного на поверхность контртела, во всех сериях опытов был постоянным, можно сделать вывод, что толщина смазочного слоя в зоне контакта различна, причем она тем больше, чем меньше площадь раздавленной капли.

Из результатов опытов следует, что при контакте поверхностей с различным направлением микронеровностей в область контакта поступает различное количество смазочного материала. Причем при взаимодействии поверхностей с перпендикулярным и под углом 45° направлением микронеровностей смазочного материала в зоне контакта больше, чем при их параллельном направлении.

Таким образом, можно считать, что при изменении направления микронеровностей от перпендикулярного до параллельного в связи с изменением

кинематики резания при шлифовании торцом чашечного круга происходит изменение параметров шероховатости — снижается высота микронеровностей, увеличиваются радиус скругления вершин и относительная опорная длина профиля, что способствует увеличению фактической площади контакта сопрягаемых поверхностей. Необходимо учитывать, что для поверхностей, работающих в условиях интенсивного трения (в частности, работа направляющих элементов при глубоком сверлении), величина фактической площади контакта является одним из факторов, определяющих условия трения и, следовательно, износостойкость и безотказность работы. Из результатов опытов можно сделать вывод о целесообразности применения в конструкции сверл для глубокого сверления направляющих элементов с перпендикулярным и под углом 45° направлением микронеровностей поверхностей.

Теоретические положения модели реализованы в инструменте для обработки глубоких отверстий [6] и подтверждены производственными испытаниями, которые были проведены на специальном сверлильно-расточном станке мод. РТ 60418 и показали, что сверлильные головки с перпендикулярным, параллельным оси сверла и под углом 45° направлением микронеровностей поверхностей направляющих элементов обладают большей износостойкостью (20 %), чем сверлильные головки с параллельным микрорельефом, перпендикулярным к оси сверла.

Таким образом, можно считать подтвержденными результаты вычислений компьютерно-ориентиро-

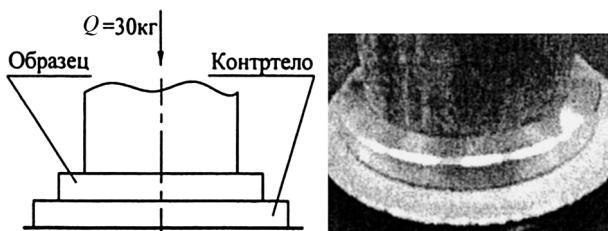


Рис. 5. Схема раздавливания капли масла

С. А. ШИЛЯЕВ, канд. техн. наук (Ижевский ГТУ)

# Автоматическая линия для ротационного охватывающего ленточного шлифования длинномерных заготовок малого диаметра

Большинство дефектов, резко снижающих долговечность деталей машин, скрыто в технологии их изготовления. В статье рассмотрены вопросы по обработке бунтовой проволоки. Приведены сведения о методах обработки. Представлена схема формообразования. Разработано устройство ротационного охватывающего ленточного шлифования, которое может быть использовано в составе автоматической линии по обработке бунтовой проволоки.

Majority of defects, sharply lowering the machinery working life, are hidden in the manufacturing methods. The paper is devoted to questions of wire coil machining. Some information as for the manufacturing methods and shaping scheme has been presented. A device of rotary covering band grinding has been designed. The device may be composed of automated line of wire coil machining.

## Основные закономерности формообразования цилиндрических поверхностей

Принцип работы металорежущего станка и его конструкция определяются реализуемыми методами формообразования обрабатываемых поверхностей и выбором кинематической структуры. Изучение этих вопросов позволяет установить общие принципы построения кинематики металорежущих станков, разработать обобщенные структурные схемы, не зависящие от конкретных конструктивных решений, и создать единую методику кинематической настройки станков.

Теоретически процесс формирования реальных поверхностей резанием базируется на представлении об идеальных поверхностях, при котором поверхность представляется как непрерывное множество последовательных местоположений одной движущейся линии, называемой образующей, по другой линии — направляющей. Обе линии являются производящими.

На станках производящими являются линии, образованные материальными точками режущей кромки инструмента вследствие согласованных относительных перемещений заготовки и инструмента. При этом почти все производящие линии образуются непрерывно в течение

всего времени формирования поверхности. В процессе непрерывной имитации обеих производящих линий и формируется требуемая поверхность [1].

Формирование цилиндрических поверхностей может осуществляться с помощью различных режущих инструментов: резцов, фрез, шлифовальных кругов и пр.

При обработке заготовки резцом применяются такие методы образования поверхности, как копирование и метод следа. При обработке цилиндрических поверхностей шлифованием используются методы копирования и касания.

При обработке бунтовой проволоки ротационным охватывающим ленточным шлифованием также имеет место сочетание двух методов образования поверхностей: образующая линия формируется методом касания — два вращательных движения формообразования:  $B_1(v_p)$  ( $v_p$  — скорость резания) и  $B_2(S_{kp})$  ( $S_{kp}$  — круговая подача ленты с планшайбой); направляющая линия формируется методом следа — прямолинейное движение:  $P_3(S_{np})$  ( $S_{np}$  — продольная подача проволоки).

Схема обработки бунтовой проволоки представлена на рис. 1.

## Краткий обзор ленточно-шлифовальных станков

Ленточное шлифование получило широкое распространение. Преимущества данного метода: постоянная скорость резания; эластичность и упругость абразивной ленты; большая обрабатываемая поверхность; меньшие, чем при шлифовании кругом, сила резания и теплонапряженность; не нужны балансировка и правка инструмента; высокая безопасность работы.

Одной из особенностей шлифования абразивной лентой является то, что в зависимости от технологических параметров возможны различные режимы. Используя режущие свойства основного элемента — зерна, можно создавать разные условия резания. Зерна могут работать как жестко закрепленный лезвийный инструмент или в режиме исключительной податливости и самоориентации. При ленточном шлифовании создаются более благоприятные условия для работы зе-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 67)

ванной модели, позволяющей прогнозировать фактическую площадь контакта и коэффициент трения направляющих сверла при глубоком сверлении.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

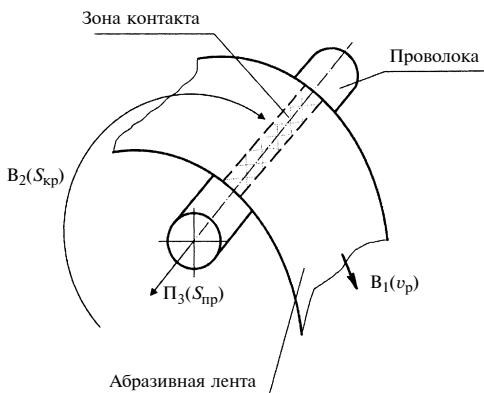
1. Троицкий Н. Д. Глубокое сверление. Л.: Машиностроение, 1971. 174 с.
2. Крагельский И. В. Трение и износ. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1968. 480 с.

3. Козлов А. М. Контроль параметров шероховатости поверхности с неровностями различных направлений // Изв. вузов. Машиностроение. 1983. № 1. С. 154.

4. Кирсанов С. В. Исследование процесса глубокого сверления стали эжекторными сверлами. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. 1978. 36 с.

5. Декин Н. Б., Куррова Н. С. Распределение выступов и впадин профиля шероховатостей поверхности. / Изв. вузов. Машиностроение. 1975. № 7. С. 58—62.

6. Пат. 57171 РФ. Инструмент для обработки глубоких отверстий: МПК. B23B 51/06.



**Рис. 1. Схема обработки бунтовой проволоки**

рен. Они могут не только одинаково самоустанавливаться, но появляется возможность нивелирования по высоте, при этом происходит равномерное распределение нагрузки. Кроме этого, вследствие подвижности зерен создаются иные условия для размещения и удаления стружки и шлама, изменяется процесс засаливания. Благодаря большой зоне контакта инструмента и детали, большему числу активно работающих зерен и другим условиям теплообмена создается совершенно иной тепловой режим по сравнению с режимом при обработке шлифовальным кругом. В процессе обработки абразивной лентой изменяются расстояния между зернами, их ориентация, толщина и ширина, относительное и абсолютное удлинение ленты, частота колебаний в поперечном направлении и вдоль оси роликов, а также условия теплообмена, удаления продуктов шлифования, адгезионного и диффузионного взаимодействия с обрабатываемым материалом. В результате создаются иные, чем при шлифовании кругом, условия резания, теплового и силового воздействия, формирования поверхностного слоя обрабатываемого материала. При этом остаточные напряжения растяжения меньше, чем при шлифовании кругом. В итоге шлифованные детали имеют более высокие эксплуатационные характеристики [2, 3].

Станки, в которых в качестве режущего инструмента используют шлифовальную шкурку, в России начали применять в начале прошлого века. Сначала шлифовальную шкурку наклеивали на стальные диски или склеивали из нее замкнутые ленты. Сегодня для ленточного шлифования и полирования применяют станки и ручные ленточно-шлифовальные машинки, а также универсальные ленточно-шлифовальные устройства к круглошлифовальным, токарным и другим станкам.

Выпускаются универсальные ленточно-шлифовальные и полировальные станки разного назначения и различной конструкции, к ним относятся:

станки с контактным роликом, контактной плитой, прижимным блоком или башмаком;

универсальные станки с контактным диском и контактной плитой, допускающие обработку на свободной ветви ленты;

станки с двумя ленточно-шлифовальными головками, широкой абразивной лентой;

бесцентровые ленточно-шлифовальные и полировальные станки;

многопозиционные агрегатные полуавтоматические станки непрерывного действия для одновременного шлифования и полирования плоских и фасонных деталей;

комбинированные полуавтоматические и автоматические линии непрерывного действия;

ленточно-шлифовальные и полировальные станки специального назначения;

ленточные плоско- и бесцентрово-шлифовальные станки с программным управлением.

Универсальные станки с контактным роликом или плитой вертикального или горизонтального исполнения предназначены для чистового и чернового шлифования и полирования небольших деталей. На них с помощью фасонного контактного ролика можно обрабатывать профильные поверхности деталей. Такие станки оснащаются устройствами для возвратно-поступательного перемещения стола или шлифовальной головки.

Для шлифования сложных фасонных поверхностей применяют специальные ленточно-шлифовальные станки, в которых в качестве режущего инструмента используют абразивные ленты. На них обрабатывают детали из алюминия, титана, жаропрочных сплавов и стали.

Для окончательной обработки дорожек внутренних и наружных колец шарико- и роликоподшипников из стали ШХ15 и других сталей твердостью 60 HRC применяют ленточное шлифование и полирование абразивной, алмазной или эльборовой шкурками на хлопчатобумажной, капроновой или шифоновой основе.

Станки для шлифования и полирования листового материала, как правило, имеют два валка: верхний натяжной и нижний контактный (ведущий). Под контактным валком находится прижимной валок, который прижимает обрабатываемый лист к широкой абразивной ленте.

Ленточно-шлифовальные станки с широкой лентой можно использовать также для снятия окалины, заусенцев и других поверхностных дефектов на плоских деталях больших размеров из латуни, горячекатаной стали и других материалов. Так, ленточно-шлифовальный станок с широкой лентой заменяет три вертикально-сверлильных станка, которые ранее использовали для удаления заусенцев, остающихся при сверлении отверстий в трубных досках теплообменников. При этом одновременно удаляют окалину и наплыты металла вокруг отверстий.

Универсальные ленточно-шлифовальные устройства расширяют технологические возможности токарных, круглошлифовальных и других станков. Их используют при шлифовании в центрах цилиндрических поверхностей крупногабаритных деталей, например валков прокатных станов, валов бумагоделательных машин и т. п. Эти устройства обеспечивают работу на свободной ветви ленты и на контактном ролике. При обработке неягестких длинных валков рекомендуется монтировать на станок по два устройства, располагая их диаметрально противоположно относительно обрабатываемой поверхности. Такое расположение ленточно-шлифовальных устройств способствует снижению деформации детали, повышает точность и сокращает время обработки.

В небольших мастерских, модельных, литейных и других цехах целесообразно применять передвижные облегченные малогабаритные универсальные ленточно-шлифовальные устройства с контактным диском; они снабжены столом для установки обрабатываемой детали и допускают работу как на контактном ролике, так и на свободной ветви.

Для обработки крупногабаритных деталей, установка которых на стационарных станках затруднена или невозможна, рекомендуется применять подвесные (маятниковые) ленточно-шлифовальные станки или устройства. Их используют для обдирочных и чистовых шлифовальных операций, а также для зачистки отливок, поковок и сварных швов.

Ручные ленточно-шлифовальные машинки применяются для различных зачистных работ. Для привода абразивной ленты используют встроенные пневмо- или электродвигатели, а также отдельные двигатели с гибким валом. Работа может выполняться на контактном ролике и на свободной ветви абразивной ленты. Используя ленточное шлифование, повышают стойкость вырубных штампов из высококромистых сталей. Повышение стойкости штампов, несущей способности и усталостной прочности деталей объясняется меньшей склонностью материалов к образованию трещин при ленточном шлифовании, чем при шлифовании кругом. Эти улучшения тем существеннее, чем больше в материале обрабатываемой детали легирующих добавок хрома, никеля и т. п., понижающих теплопроводность стали или сплава. Шлифование часто вызывает появление вторично закаленного слоя с повышенным содержанием аустенита. Вследствие различной плотности аустенита, карбидов и мартенсита появление остаточного аустенита и его распад приводят к возникновению остаточных напряжений расстояния и, как следствие, к появлению трещин.

Исследования показали, что любое шлифование приводит к изменению свойств поверхностного слоя материала. Путем выбора методов и режимов шлифования можно получать поверхности с заданными свойствами. Наиболее легко это осуществляется при ленточном шлифовании.

Ленточное шлифование следует применять при зачистных работах, декоративной обработке, сложном формообразовании, на финишных операциях обработки рабочих поверхностей шарико- и роликов подшипников, коленчатых и распределительных валов двигателей внутреннего горения и т. п. В этих случаях ленточное шлифование применяется после шлифования кругом. Однако ленточное шлифование не обеспечивает обработку при резких переходах с одной поверхности на другую и в труднодоступных местах.

### Выбор метода обработки бунтовой проволоки

Опыт показывает, что причиной появления большинства дефектов, резко снижающих долговечность деталей машин, является технология их изготовления. Поэтому повышение производительности должно сопровождаться разработкой и внедрением мероприятий по улучшению качества изделий технологическими методами.

Основными методами обработки бунтовой проволоки, применяемой для изготовления высококачественных изделий, являются: протягивание проволоки через специальные фильтры, бесцентрово-токарная обработка, иглофрезерование, ротационная обработка круглыми вращающимися резцами, магнитно-абразивная обработка, дробеметная обработка, обработка абразивными инструментами.

Окончательное формирование поверхностного слоя деталей машин и механизмов происходит на финишных операциях. Одним из наиболее распространенных и производительных методов финишной обработки высокоточных деталей и инструментов из закаленных сталей является шлифование. Однако несмотря на широкое рас-

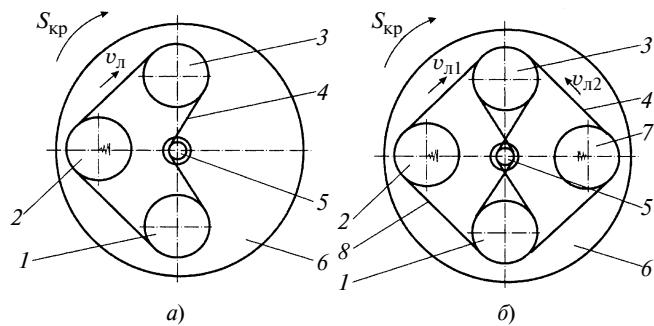


Рис. 2. Схемы ротационного охватывающего ленточного шлифования:

1, 2, 3 – ведомый, натяжной, ведущий ролики соответственно; 4, 8 – абразивные ленты; 5 – заготовка; 6 – планшайба; 7 – натяжной ролик; а – с одной абразивной лентой; б – с двумя абразивными лентами

пространение данной обработки, шлифование относится к наиболее сложным и наименее изученным процессам механической обработки. Большое количество теплоты, выделяющееся в зоне резания, приводит к нагреванию поверхностных слоев изделий до высоких температур, в результате чего в тонком поверхностном слое могут возникать дефекты.

На основе анализа существующих схем обработки с учетом рекомендаций по применению ленточного шлифования была разработана линия по обработке бунтовой проволоки ленточным шлифованием, в которой шлифование осуществляется вращением свободной ветви абразивной ленты вокруг детали.

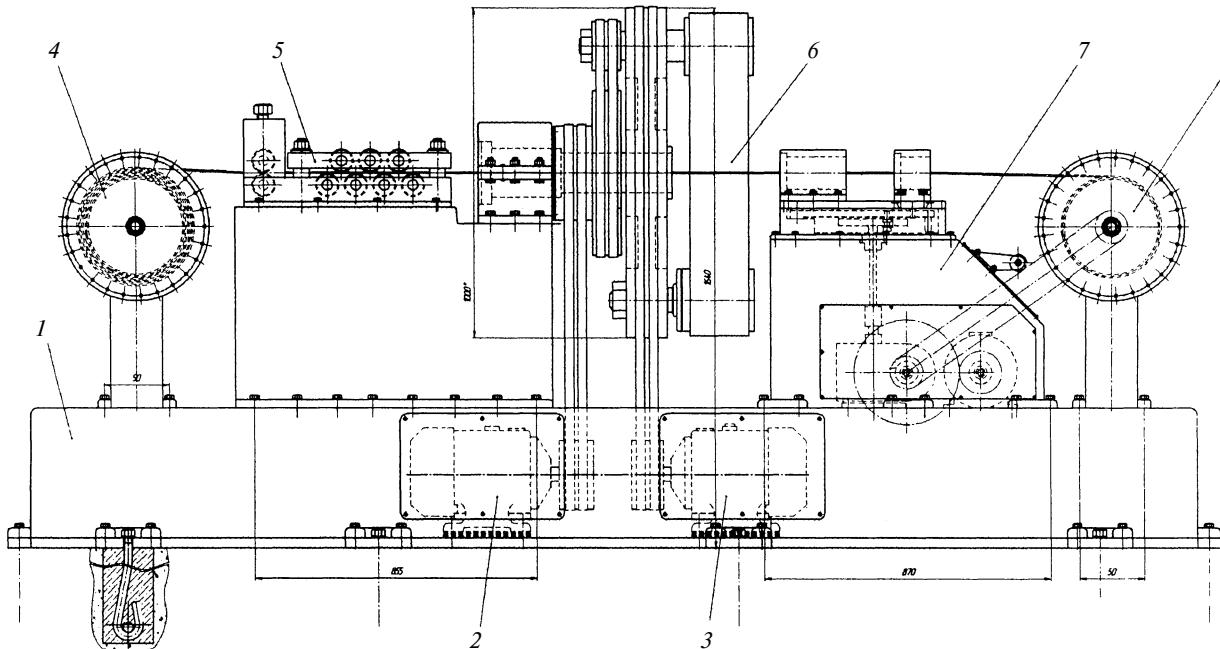
При шлифовании бунтовой проволоки свободной ветью абразивной ленты увеличивается угол охвата, при этом возможно увеличение площади контакта, что повышает податливость абразивной ленты и изменяет условия обработки. Разработаны опытные образцы устройств для ротационного охватывающего ленточного шлифования, использующие одну [4] и две абразивные ленты [5] (рис. 2).

Данное устройство работает в составе линии по обработке бунтовой проволоки.

### Линия для обработки бунтовой проволоки

Линия для обработки бунтовой проволоки, состоящая из размоточного устройства, устройства для правки и натяжения проволоки, устройства для ротационного охватывающего ленточного шлифования и намоточного устройства, представлена на рис. 3.

Линия имеет станину 1, на плате основания которой установлены электродвигатели 2 и 3. На станине 1 установлены: размоточное устройство 4, натяжное устройство 5, установка 6 ротационного охватывающего ленточного шлифования, раскладчик 7 проволоки и намоточная катушка 8. Шлифуемая проволока подается с размоточного устройства натяжным устройством сквозь установку ротационного охватывающего ленточного шлифования в направляющее отверстие раскладчика, прототипом которого является намоточное устройство волочильного стана [5]; далее проволока поступает на намоточную катушку. Предварительно для ослабления натяжения абразивной ленты натяжной ролик отводится в сторону. Установка необходимого натяжения абразивной ленты осуществляется перемещением натяжного ролика против часовой стрелки с регистрацией натяжения



**Рис. 3. Линия для обработки бунтовой проволоки ленточным шлифованием:**

1 — станина; 2 — электродвигатель привода главного движения; 3 — электродвигатель привода планшайбы; 4 — размоточное устройство; 5 — натяжное устройство; 6 — установка ротационного охватывающего ленточного шлифования; 7 — ракладчик проволоки; 8 — намоточная катушка

с помощью стандартного динамометра. При включении линии в движение приводятся установка ротационного охватывающего ленточного шлифования и намоточное устройство, которое обеспечивает необходимую подачу проволоки через зону резания. При этом врачающий момент от электродвигателя посредством червячного редуктора передается на ведущий вал раскладчика и с помощью цепи — на ведущий вал намоточного барабана.

Намоточное устройство подает заготовку с размоточного устройства через устройство натяжения в зону обработки и предназначено для сматывания обработанной проволоки в бант.

Отличительной особенностью данной линии является наличие размоточного, натяжного и намоточного устройств.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Федотенок А. А.** Кинематическая структура металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1970. 403 с.
2. **Иванов Ю. Н., Носов Н. В.** Эффективность и качество обработки инструментами на гибкой основе. М.: Машиностроение, 1985. 88 с.
3. **Паньков Л. А., Костин Н. В.** Обработка инструментами из шлифовальной шкурки. Л.: Машиностроение, 1988. 234 с.
4. **Заявка 11503 РФ: МПК<sup>6</sup> B 24 B 21/02.** Устройство для ленточного шлифования.
5. **Пат. 2228831 РФ: МПК<sup>7</sup> B 24 B 21/02.** Ленточношлифовальный станок.
6. **Заявка 95109704/02 РФ.** Намоточное устройство волочильного стана.

УДК 621.9.048.6

В. М. РУБАН, З. А. ГОДЖАЕВ, доктора технических наук,  
И. В. РУБАН, С. Д. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук  
(ОАО "ФИИЦ М")

## Нанотехнологические процессы обработки изделий конструкционного назначения в машиностроении

Одним из показателей эффективности работы предприятий является сохранение и использование накопленного интеллектуального потенциала, технической и производственной баз без дополнительных затрат. Необходимость развития энергосберегающей техники требует создания новых технологи-

ческих процессов для современных машин. Эти задачи решаются в настоящее время с помощью нанотехнологий. Нанотехнология — понятие, связанное с новым качественным уровнем производства деталей. Особенно важно применение нанотехнологии при размерной обработке деталей машин.

Известно, что поверхностные слои материалов представляют самостоятельную подсистему и определяют многие их свойства. Целенаправленно изменяя состояние тонких поверхностных слоев, можно управлять свойствами конструкционных и функциональных материалов. Одним из современных и эффективных способов существенного повышения прочностных и коррозионных свойств металлов является создание субмикрокристаллического (СМК) и/илиnanoструктурного (НС) состояний их поверхностных слоев. Перспективной технологией формирования СМК или НС состояний поверхност-

ных слоев является ультразвуковая обработка (УЗО) [1].

В качестве объекта исследования были взяты зубчатые колеса насоса НШ50В-3, изготовленные из стали 18ХГТ. С целью повышения ресурса работы насоса в 2÷2,5 раза колеса были подвергнуты УЗО. В результате УЗО формируетсяnanoструктурный поверхностный слой, обладающий повышенными твердостью и пластичностью при сохранении формы.

При использовании нанотехнологических процессов в производстве таких деталей, как металлические зеркала из цветных и тугоплавких материалов, был применен новый интегральный критерий оценки состояния обработанной поверхности — работа выхода электрона (РВЭ). Этот критерий позволяет фиксировать изменения в поверхностном слое при технологическом воздействии с точностью, которую можно проконтролировать соответствующими средствами. Применение указанного критерия позволило разработать технологию нанообработки деталей машин и обеспечить точностные характеристики и параметры шероховатости на порядок выше, чем при использовании стандартных критерий оценки поверхности.

В основу методики измерения РВЭ положен метод компенсационной разности потенциалов (КРП) при контакте измерительного электрода (ИЭ) с поверхностью исследуемой детали. Принципиальная схема измерения КРП приведена на рис. 1.

Разность потенциалов между точками *A* и *B*, возникающая при контакте ИЭ с поверхностью исследуемой детали, компенсируется напряжением  $U_x$ , имеющим полярность, противоположную полярности  $U_k$ . Момент компенсации определяется нулевым показанием вольтметра. Затем переключателем  $S_1$  прибор подключается к источнику  $C$ , компенсирующему напряжение. Измеряют значение  $U_x$  и разность потенциалов  $U_x - (-U_k)$ . Усилитель  $A_1$  напряжения постоянного тока, усиливая напряжение  $U_p = U_x - U_k$ , повышает точность определения момента компенсаций, т. е. уменьшает погрешность измерения  $U_k$ .

Авторами была разработана нанотехнология обработки деталей из металлических и неметаллических материалов с использованием технологических сред на основе ультрадисперсных абразивов (размером 100 нм), например оксида алюминия, имеющих не остроугольную, а сферическую форму. Такие

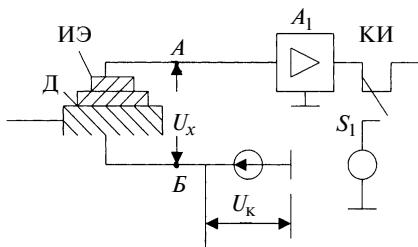


Рис. 1. Принципиальная схема измерения КРП:

Д — деталь; ИЭ — измерительный электрод; КИ — компенсатор измерения

абразивы получают не измельчением природного сырья, а газодисперсным синтезом (ГДС) — сжиганием металлического порошка.

#### Свойства оксида алюминия

Модификация . . . . .	Гамма-алюминий
Плотность, г/см <sup>3</sup> . . . . .	3,61
Насыпная плотность . . . . .	0,09
Цвет . . . . .	Белый
Форма . . . . .	Сферическая
Размер зерна, мкм . . . . .	0,087

Суть метода ГДС — горение ламинарного двухфазного факела взвеси ультрадисперсных металлических порошков в кислородсодержащем газе. При этом полностью реализуются возможности системы "метал — кислород", а высокие температуры, необходимые для синтеза оксидов металлов, развиваются за счет тепловыделения химических реакций.

Устройство (рис. 2), реализующее метод ГДС, содержит: блок 1 формирования ламинарного потока взвеси частиц металла в газе и блок 2 сжигания взвеси, состоящий из коаксиальной горелки 3, импульсной пропан-кислородной горелки 4 и трубы 5 для сжигания, изолирующей факел от окружающей среды; блок 6 улавливания ультрадисперсных частиц оксида металла, снаженный перфорированной жаровой трубой 7, обеспечивающей регулируемое охлаждение оксида металла, циклоном 8 и фильтром 9 тонкой очистки, который трубопроводом 10 соединен с вентилятором 11.

Устройство работает следующим образом: по центральному каналу коаксиальной горелки 3 подают взвесь порошка алюминия марки АСД 4/2 в ламинарном потоке азота, образующемся в блоке 1. Одновременно по периферийному каналу коаксиальной горелки подают кислород при соотношении средних линейных скоростей подачи взвеси и кислорода, равном единице. За срезом горелки происходит диффузионное сме-

шивание кислорода со взвесью. На расстоянии 10÷20 мм от среза горелки 3 взвесь поджигается однократным включением горелки 4, при этом образуется пламя, смещающееся к срезу горелки 3, где оно формируется в виде диффузного, ламинарного, самоподдерживающегося факела. Алюминий сгорает с образованием конденсированной ультрадисперсной окиси, которая газовым потоком выносится в перфорированную жаровую трубу 7, обеспечивающую порционное подмешивание воздуха к продуктам сгорания, в результате чего регулируется темп их охлаждения. Охлажденные до 300 К продукты сгорания улавливаются циклоном 8 и фильтром 9 тонкой очистки. Циклон выделяет из потока продуктов сгорания крупные частицы оксида алюминия (> 0,5 мкм), обеспечивая тем самым узкий гранулометрический состав продукта. Улавливаемый фильтром 9 порошок содержит не менее 99,9 % оксида алюминия, 100 % частиц в котором имеют размер 0,05÷0,10 мкм и сферическую форму.

Модификация кристаллов оксида алюминия зависит от темпа охлаждения продуктов сгорания. Так, при изменении температуры от 10 до 100 К/см для снижения температуры сгорания с 2500 до 1400 К модификацию кристаллов оксида алюминия можно получить от гексагональной  $\alpha = \text{Al}_2\text{O}_3$  до кубической  $\gamma = \text{Al}_2\text{O}_3$  либо, задавшись заранее необходимым соотношением между фазами, установить соответствующий темп охлаждения. Методом ГДС можно

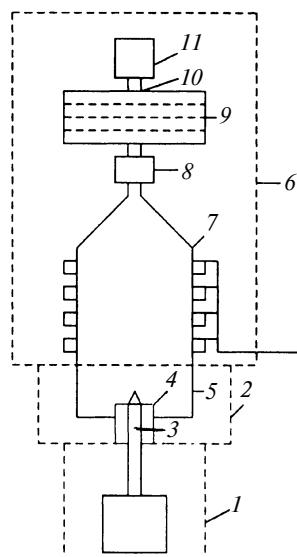


Рис. 2. Схема устройства для получения ультрадисперсных порошков методом ГДС

Операция и характеристика абразива	Режим обработки			Параметры поверхности			
	$v = \text{const}$ , м/с	$t$ , мм	$S$ , мм/об	$p \cdot 10$ , кПа	$Rz$ , мкм	$U$ , мВ	$Rs$ , %
<i>Существующий технологический процесс</i>							
1. Шлифование, ACM 14/10	1,8	—	—	2,0	0,050	—	—
2. Шлифование, ACM 10/7	1,8	—	—	1,8	0,050	70	—
3. Шлифование, ACM 7/5	1,5	—	—	1,2	0,040	—	—
4. Полирование, ACM 5/3	1,2	—	—	1,0	0,032	100	—
5. Полирование, ACM 3/2	1,0	—	—	0,8	0,025	195	—
6. Полирование, м 1/0	0,8	—	—	0,4	0,025	210	98,2
<i>Предлагаемый технологический процесс</i>							
1. Алмазное наноточение	660	$0,15 \div 0,02$	$0,06 \div 0,08$	—	0,040	223	—
2. Полирование, ACM 3/2	0,3	—	—	0,3	$0,025 \div 0,010$	265	98,7
3. Полирование, $\text{Al}_2\text{O}_3$ ( $0,08 \div 0,10$ мкм)	0,2	—	—	0,1	$0,010 \div 0,003$	270	99,3

Обозначения:  $v$  — скорость инструмента;  $t$  — глубина резания;  $S$  — подача;  $p$  — давление инструмента;  $Rz$  — высота шероховатости поверхности;  $U$  — контактная разность потенциалов;  $Rs$  — отражательная способность поверхности

получать и другие материалы, например окись железа, окись циркония.

При обработке абразивами сферической формы за счет сглаживающего эффекта можно обеспечить высоту микронеровностей в несколько нанометров. При этом значительно уменьшается шаронирование поверхности. Применение таких технологических сфер для обработки деталей, например, из алюминия позволяет получить шероховатость поверхности порядка  $5 \div 34$  нм. Отражательная способность деталей, изготовленных из меди и обработанных таким образом, может достигать 99,3 %.

Анализ существующих технологических процессов изготовления деталей показал, что при абразивной обработке улучшение физико-химических параметров поверхности возможно в результате улучшения состава технологических сред, конструкции инструмента, режимов обработки, а также автоматизации технологического цикла изготовления. В таблице приведено сравнение двух вариантов технологии обработки зеркал: существующей и предлагаемой — с использованием алмазного наноточения и окончательной финишной обработки ультрадисперсным абразивным оксидом алюминия. Результаты исследований показали, что предлагаемый ва-

риант по сравнению с существующим позволяет значительно повысить отражательную способность: с 98,2 до 99,3 %. Кроме того, при использовании наноточения число операций размежевой обработки сократилось с шести до трех, в 20 раз повысилась производительность обработки. В последнее время с появлением новых абразивных материалов в нанотехнологии начали применять обработку связанным абразивом с использованием композиционных инструментов [2]. В качестве связующего материала применяют кремний-органический каучук, преимуществом которого является нетоксичность компонентов. Схема структуры такого инструмента показана на рис. 3. Инструмент состоит из корундовых микросхем 1, связующего 2 и воздушных пор 3, образующих плотную упаковку.

Рабочая поверхность инструмента подготавливается к работе точением — подрезкой торца на токарном станке. При этом происходит раскалывание микросхем, находящихся на рабочей поверхности абразивного инструмента, с образованием режущих элементов, а также пор, возникающих в местах выпадения сфер, и полостей внутри самих сфер. При перемещении инструмента режущие элементы создают на обрабатываемой поверхности микротрешины. Образующаяся в процессе обработки микроструктура вместе с продуктами изнашивания инструмента размещается в порах и полостях, что препятствует нарастанию ее на рабочей поверхности инструмента благодаря вымыванию шлама водой. Малая толщина стенки микросферы (порядка 3 мкм) обеспечивает небольшую шероховатость обработанной поверхности несмотря на сравнительно большой размер самих микросфер. В то же время благодаря таким размерам микросфер создается доста-

точное пространство для размещения шлама в порах и полостях.

Плоскость обработанных поверхностей может быть обеспечена достаточной жесткостью применяемого инструмента.

Обработка связанным абразивом применяется в основном на предварительных операциях нанотехнологии. Однако в последнее время для обработки зеркал из труднообрабатываемых материалов, например из молибдена и вольфрама, создано специальное суперфинишное оборудование, позволяющее получать высоту неровностей порядка 0,025 мкм и отклонение от плоскости порядка 0,25 мкм [2]. Следует отметить трудности, возникающие при изготовлении конструкционных деталей микро- и наноразмеров. Это связано с необходимостью использования специальных методов обработки, контроля и т. д.

Нанотехнология технической обработки деталей состоит из методов первичного формообразования с возможностью последующей перестройки кристаллографической решетки на атомарном уровне для управления свойствами материалов в процессе их вторичного формообразования, а также методов наноразмерной обработки поверхностей деталей: формирование поверхностного слоя, абразивная нанообработка, нанолазерная обработка, электрофизические способы обработки и др.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Сагателян Г. Р. Разработка абразивного инструмента для доводки основных магнитных дисков памяти // Науч.-техн. сб. "Чистовая обработка материалов резанием". М.: МДНТП, 1978.
- Колокольцев Г. И., Лазарев М. Д., Задорин А. Г. Нанотехнология и обработка с субмикронной точностью // Науч.-техн. сб. "Технология". М.: ЦНТИ "Поиск". 1990.

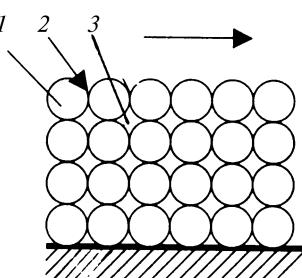


Рис. 3. Схема структуры абразивного инструмента

## Расчет ведущих кругов бесцентровых шлифовальных станков

Рассмотрены геометро-кинематические аспекты расчета ведущих кругов бесцентровых шлифовальных станков с продольной подачей. Представлены примеры расчета профилей кругов для обработки цилиндрических, конических и бомбинированных поверхностей.

Geometric-kinematics calculation aspects of leading wheels of centerless grinding machines with line feed are considered. Examples of calculation of wheel's profiles for machining of cylindrical, conical and combined surfaces are presented.

Бесцентровые шлифовальные станки широко применяются при изготовлении ответственных деталей типа тел вращения в автомобильной и подшипниковой промышленности. Достоинствами бесцентрового шлифования с продольной подачей являются: высокая точность и производительность обработки, простота конструкции станков, возможность полной автоматизации. Вместе с тем имеется ряд ограничений при изготовлении сложных поверхностей, в том числе конических и бомбинированных. Это обусловлено необходимостью создания сложной относительной траектории движения заготовки, которая обеспечивается такими элементами формообразующей системы станка, как ведущий и шлифовальный круги, опорный нож.

Требуемая точность обработки на бесцентровых шлифовальных станках в значительной степени определяется траекторией движения заготовки, которая, в свою очередь, зависит от геометрии ведущего круга. Последний должен иметь линейное касание с заготовкой (или потоком заготовок) при перекрещивании их осей для создания продольной подачи. Выполнение данного условия при стабильности кинематических параметров процесса обеспечивает высокую точность обработки.

Расчеты ведущих кругов недостаточно освещены в публикациях [1–4], поэтому в настоящей статье представлены полученные на основе единых геометро-кинематических позиций формулы для расчета профиля ведущих кругов при обработке цилиндрических, конических и бомбинированных поверхностей.

Новый подход к решению поставленной задачи основан на том, что требуемая форма продольного сечения заготовок однозначно формируется траекторией их относительного движения в процессе обработки [5]. Разработанная методика профилирования базируется на положениях теории формообразования и численных методах, а формообразующая система станка описана в виде пространственного механизма с перекрещивающимися осями.

Схема бесцентрового шлифования цилиндрических поверхностей (рис. 1, а) включает в себя следующие основные элементы: ведущий круг 3, шлифовальный круг 2 и опорный нож 4. Оси цилиндрического шлифовального круга и заготовки 1 параллельны друг другу. Вращательное ( $v_3$ ) и прямоолинейно-поступательное ( $S$ ) движения подачи заготовке сообщают ведущий круг. Для создания продольной составляющей подачи за счет силы трения ось ведущего круга перекрещивается с осью заготовки под углом  $\alpha$ . Для обеспечения устойчивого формообра-

зования ось заготовки, как правило, устанавливают выше осей кругов на величину  $a$ . На бесцентровых шлифовальных станках с широкими кругами (шириной  $L$ ) одновременно обрабатывают несколько заготовок, последовательность которых можно представить как виртуальный цилиндр того же радиуса.

Определим поверхность ведущего круга, для чего введем следующие системы координат (рис. 1, б):  $S_1 (X_1 0_1 Y_1 Z_1)$  — система заготовки,  $S_2 (X_2 0_2 Y_2 Z_2)$  — система ведущего круга. Система координат  $S_2$  относительно системы  $S_1$  повернута относительно оси  $Y$  по часовой стрелке на угол  $\alpha$  и относительно оси  $X$  — против часовой стрелки на угол  $\beta$ , а также смешена по оси  $X$  на величину  $a$ , а по оси  $Y$  — на величину  $b$ .

Поверхность ведущего круга найдем как геометрическое место линий контакта с заготовкой с помощью векторно-матричных преобразований координатных систем и кинематического условия касания.

Окончательно уравнения поверхности ведущего круга для обработки цилиндрических поверхностей примут вид:

$$\left. \begin{aligned} X_2 &= -r(\sin\vartheta \cos\alpha + \cos\vartheta \sin\alpha \sin\beta) + z \sin\alpha \cos\beta + a; \\ Y_2 &= r \cos\vartheta \cos\beta + z \sin\beta + b; \\ Z_2 &= r(\sin\vartheta \sin\alpha - \cos\vartheta \cos\alpha \sin\beta) + z \cos\alpha \cos\beta; \\ \tan\vartheta &= \frac{z \tan\alpha \sec\beta + a}{-b - z \sec\alpha \tan\beta}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $r$  — радиус заготовки;  $\vartheta$ ,  $z$  — криволинейные координаты поверхности заготовки;  $b$  — кратчайшее расстояние между осями заготовки и ведущего круга;  $\alpha$ ,  $\beta$  — проекции угла поворота ведущего круга соответственно на горизонтальную и вертикальную плоскости.

Профиль ведущего круга как тела вращения целесообразно задавать в цилиндрической системе координат  $(Z_2, R_2)$ , где  $R_2 = \sqrt{X_2^2 + Y_2^2}$ . Координата  $Z_2 \in [-L/2; L/2]$  выступает в качестве фиксированного параметра.

**Пример.** Рассчитаем профиль ведущего круга (табл. 1) для обработки заготовок диаметром 10 мм при следую-

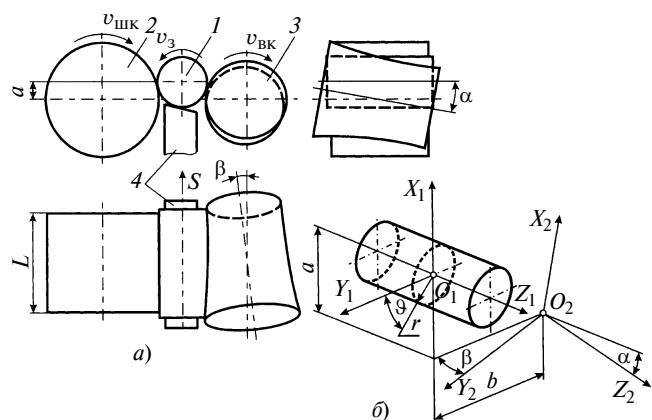


Рис. 1. Схема бесцентрового шлифования (а) и расчетная схема ведущих кругов для обработки цилиндрических поверхностей (б)

Таблица 1

$Z_2, \text{мм}$	-200	-150	-100	-50	0	50	100	150	200
$R_2, \text{мм}$	197,641	197,378	197,130	196,899	196,683	196,482	196,299	196,131	195,979
$z, \text{мм}$	-200,103	-150,072	-100,041	-50,010	0,021	50,052	100,082	150,113	200,144
$\vartheta, {}^\circ$	5,384	5,888	6,393	6,899	7,407	7,916	8,426	8,936	9,448

Таблица 2

$Z_2, \text{мм}$	40,623	42,531	44,439	46,347	48,255	50,163	52,072	53,980	55,889
$X_2, \text{мм}$	91,376	92,067	92,759	93,450	94,142	94,833	95,525	96,216	96,908
$u, \text{мм}$	55,557	53,526	51,495	49,464	47,433	45,403	43,372	41,341	39,310
$\vartheta, {}^\circ$	100,360	100,324	100,288	100,252	100,216	100,181	100,146	100,111	100,076
$\varphi, {}^\circ$	-84,810	-84,806	-84,802	-84,799	-84,796	-84,793	-84,791	-84,788	-84,787

щих параметрах:  $L = 400 \text{ мм}$ ;  $a = 26 \text{ мм}$ ;  $b = 200 \text{ мм}$ ;  $\alpha = 2^\circ$ ;  $\beta = 30^\circ$ .

Рассчитанная по формулам (1) поверхность ведущего круга — квазигиперболоидная. Увеличение расстояния  $a$  и уменьшение угла  $\alpha$  способствуют созданию более рациональной формы ведущего круга с меньшей кривизной профиля. Вопросы правки ведущих кругов такой формы рассмотрены в работе [6].

При шлифовании конических поверхностей (рис. 2, а) заготовка 1 базируется и перемещается таким образом, что ее образующая параллельна оси цилиндрического шлифовального круга 2. Обеспечить непрерывное движение такого вида можно только винтовым движением заготовки относительно шлифовального круга. Основным элементом, создающим круговую и продольную подачи, будет ведущий круг 3 с винтовой канавкой. Нож 4 выполняет функцию опоры, траекторию движения заготовки он не формирует. Для принятой схемы формообразования с использованием цилиндрического шлифовального круга опорный нож имеет сложную криволинейную поверхность.

Обработку конических поверхностей выполняют на специальных станках (ВШ-818, завод "Вистан", Беларусь) или на модернизированных бесцентровых круглошлифовальных станках с широким кругом (SASL-5/2, фирма Mikrosa, Германия). В последнем случае станок оснащают ведущим кругом с винтовой канавкой [7].

Введем следующие системы координат (рис. 2, б):  $S_0(X_0 0_0 Y_0 Z_0)$  — система заготовки;  $S_1(X_1 0_1 Y_1 Z_1)$  — условно неподвижная система станка;  $S_2(X_2 0_2 Y_2 Z_2)$  — система ведущего круга. Система координат  $S_1$  относительно системы  $S_0$  повернута вокруг оси  $X$  против часовой стрелки на угол  $\beta$  и смещена по оси  $X$  на величину  $a$ . Винтовое движение в системе  $S_2$  задают параметры  $p$  и  $\varphi$ . На рис. 2, б показана правая винтовая линия (векторы  $\bar{\omega}$  и  $\bar{q}$  имеют одинаковое направление). Заготовка представлена в виде усеченного конуса длиной  $l$ , расположенного на расстоянии  $b$  по оси  $Y_0$  в системе  $S_0$ .

Уравнения осевого сечения винтовой поверхности ведущего круга для обработки конических поверхностей имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} X_2 &= (usin\gamma cos\vartheta + a)cos\varphi + Esin\varphi; \\ Z_2 &= usin\gamma sin\vartheta sin\beta + (Rctg\gamma - ucos\gamma)cos\beta - b/tg\beta - p\varphi; \\ \operatorname{tg}\varphi &= \frac{E}{usin\gamma cos\vartheta + a}; \\ (C - D)\operatorname{tg}^2\frac{\vartheta}{2} + 2cos\gamma(acos\beta + psin\beta)\operatorname{tg}\frac{\vartheta}{2} + C + D &= 0, \end{aligned} \right\} (2)$$

где  $u, \vartheta, \beta$  — криволинейные координаты поверхности заготовки;  $\gamma$  — угол образующей конуса заготовки;  $R$  — радиус основания продолженного конуса;  $r$  — радиус основания заготовки;  $\beta$  — угол перекрещивания;  $a$  — кратчайшее расстояние между осями заготовки и ведущего круга;  $b$  — наладочный параметр станка;  $p, \varphi$  — шаг и угловой параметр винтового движения;  $C = (pcos\beta - asin\beta)sin\gamma$ ;  $E = u(sin\vartheta sin\gamma cos\beta - cos\vartheta sin\beta) - Rctg\gamma sin\beta$ ;  $D = (Rctg\gamma cos\gamma - u)sin\beta$ .

В системе уравнений (2) имеются три независимые переменные:  $u, \vartheta, \varphi$ . Однако предпоследнее уравнение системы устанавливает связь между параметрами  $\vartheta$  и  $\varphi$ , поэтому при решении независимым параметром является только параметр  $u$ . Диапазон задания параметра  $u$ , соответствующий длине заготовки  $l$ , находят из второго уравнения системы (2).

Угол  $\beta$  в отличие от параметров  $a$  и  $b$  не устанавливается непосредственно на станке, а является расчетным (как правило,  $\beta = \gamma$ ). Кратчайшее межосевое расстояние  $a$  может принимать как положительные, так и отрицательные значения. Его выбор обусловлен условиями стабильного силового взаимодействия при шлифовании [1, 5]. При использовании металлического ведущего круга с коэффициентом трения менее 0,2 целесообразно располагать заготовку ниже линии, соединяющей оси шлифовального и ведущего кругов.

**Пример.** Рассчитаем осевое сечение ведущего круга для обработки конической заготовки с размерами:  $r = 10 \text{ мм}$ ;  $\gamma = 10^\circ$ ;  $l = 20 \text{ мм}$ , и наладочными параметрами:  $p = 25 \text{ мм}$ ;  $a = 10 \text{ мм}$ ;  $b = 100 \text{ мм}$ ;  $\beta = 10^\circ$  (табл. 2).

Поверхность ведущего круга для обработки конических заготовок представляет собой нелинейную винто-

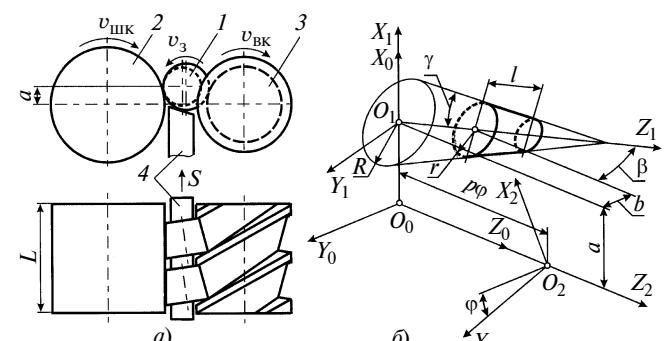


Рис. 2. Схема бесцентрового шлифования (а) и расчетная схема ведущих кругов для обработки конических поверхностей (б)

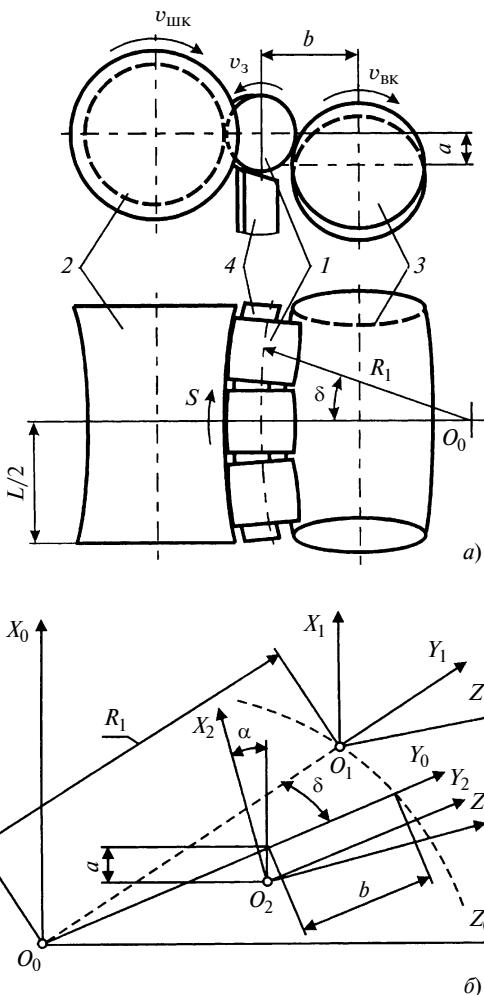


Рис. 3. Схема бесцентрового шлифования (а) и расчетная схема ведущих кругов для обработки бомбонированных поверхностей (б)

вую поверхность. Анализ показал, что характерный осевой профиль имеет криволинейную вогнутую форму со стрелой прогиба в пределах 0,01 мм. Профиль круга зависит как от размеров заготовки, так и от выбора значений наладочных параметров бесцентрового шлифовального станка.

Получены уравнения переходных поверхностей ведущего круга, сформированных окружностями сопряжения конической поверхности и плоскостей основания заготовки, в виде следа круговинтовых линий, на основе численного алгоритма решения. Ширина переходных кривых в осевом сечении учитывается при выборе шага  $r$ .

При шлифовании бомбонированной поверхности (рис. 3, а) траектория движения исходной цилиндрической заготовки — дуга окружности радиусом  $R_1$  с центром в точке  $O_0$ . Ось заготовки в любой момент является

касательной к окружности радиуса  $R_1$ , а ее угловое положение задано параметром  $\delta$ . Продольная подача создается силой трения вследствие поворота оси ведущего круга на угол  $\alpha$  относительно плоскости, в которой расположена траектория движения заготовки. Кратчайшее расстояние между осями заготовки и ведущего круга задают с помощью наладочного параметра  $b$ . Опорный нож имеет криволинейную форму. При данной схеме формообразования исходно цилиндрические заготовки имеют точечный контакт с ведущим кругом.

Введем следующие системы координат (рис. 3, б):  $S_0(X_0 0_0 Y_0 Z_0)$  — условно неподвижная система станка;  $S_1(X_1 0_1 Y_1 Z_1)$  — система заготовки;  $S_2(X_2 0_2 Y_2 Z_2)$  — система ведущего круга. Система координат  $S_1$  относительно системы  $S_0$  повернута вокруг оси  $X_0$  на угол  $\delta$  и смешена по оси  $Y_0$  на величину  $R_1$ . Система координат  $S_2$  относительно системы  $S_0$  повернута вокруг оси  $Y_0$  на угол  $\alpha$  и смешена по оси  $X_0$  на величину  $a$ , а по оси  $Y_0$  — на величину  $(R_1 - b)$ .

Уравнения поверхности ведущего круга для обработки бомбонированных поверхностей имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} X_2 &= -r \sin \vartheta \cos \alpha - Q \sin \alpha + a; \\ Y_2 &= -r \cos \vartheta \cos \alpha + l \sin \delta + R_1(\cos \delta - 1) + b; \\ Z_2 &= -r \sin \vartheta \sin \alpha + Q \cos \alpha; \\ l &= \frac{\cos \delta (R_1 \tan \vartheta + a) - \tan \vartheta (\cos 2\alpha + b) + \tan \alpha \sin \delta}{\tan \alpha + \tan \vartheta \sin \delta}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где  $l$ ,  $\vartheta$  — криволинейные координаты поверхности заготовки;  $\alpha$  — угол поворота ведущего круга;  $a$ ,  $b$  — наладочные параметры станка;  $Q = (r \cos \vartheta - R_1) \sin \alpha + l \cos \alpha$ .

Для расчета профиля ведущего круга, который задан цилиндрическими координатами  $(Z_2, R_2)$ , использован оригинальный численный метод решения, который заключается в организации двух вложенных циклов для нахождения минимального радиуса  $R_2$  круга в заданной торцевой плоскости  $Z_2 = Z_i$ . В качестве фиксированного параметра во внешнем цикле выступает параметр  $Z_2$ , а во внутреннем цикле — угол  $\delta$ . Исследования показали, что при точности определения радиуса  $R_2$  круга до 0,1 мкм достаточно ограничиться точностью задания угла  $\delta$  в 0,05°.

**Пример.** Рассчитаем профиль ведущего круга шириной  $L = 400$  мм для параметров наладки:  $r = 10$  мм;  $R_1 = 1000$  мм;  $a = 5$  мм;  $b = 100$  мм;  $\alpha = 2^\circ$  (табл. 3).

Анализ показал, что профиль ведущего круга представляет собой несимметричную относительно плоскости  $Z_2 = 0$  выпуклую кривую. Радиус ведущего круга больше на той части профиля, которая располагается ниже центра  $O_2$  оси круга, при положительном значении параметра  $a$  (см. рис. 3, б).

Параметр  $a$  влияет на профиль ведущего круга: при увеличении формируется более рациональный профиль с меньшими отклонениями углов контакта по длине обработки. С увеличением угла  $\alpha$  поворота круга профиль изменяется таким образом, что при прочих равных условиях увеличивается его несимметричность относительно плоскости  $Z_2 = 0$ . При радиусе траектории  $R_1$ ,

Таблица 3

$Z_2$ , мм	-200	-150	-100	-50	0	50	100	150	200
$R_2$ , мм	70,473	79,152	85,313	88,966	90,125	88,788	84,942	78,557	69,598
$l$ , мм	4,16	1,42	0,88	0,08	0,02	-0,05	-0,02	-1,38	-4,12
$\psi$ , °	11,90	8,80	5,85	2,90	0	-2,90	-5,80	-8,80	-11,90
$\vartheta$ , °	5,79	5,39	4,75	3,92	2,93	1,87	0,81	-0,19	-1,05

равном или меньшем ширины  $L$  круга, возникает так называемое подрезание профиля. Это заключается в том, что профиль круга теоретически формируется при значениях параметра  $l$ , превышающих геометрические размеры заготовки. При этом радиус  $R_2$  круга становится меньше, чем сформированный заготовкой исходно заданной длины.

Таким образом, представленные методики и формулы дают возможность уточнить расчет профилей ведущих кругов бесцентровых шлифовальных станков для обработки цилиндрических, конических и бомбированных поверхностей. Их использование в условиях постоянно повышающихся требований к точности размеров и формы деталей машин позволит обеспечить изготовление изделий, отвечающих запросам не только сегодняшнего, но и завтрашнего дня.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ашкиназий Я. М. Бесцентровые круглошлифовальные станки. Конструкции, обработка и правка. М.: Машиностроение, 2003. 352 с.

2. Бржозовский Б. М., Захаров О. В. Профилирование ведущего круга при бесцентровом круглом шлифовании цилиндрических деталей // СТИН. 2005. № 4. С. 12–14.

3. Захаров О. В. Бесцентровое шлифование конических поверхностей на станках с продольной подачей // Автоматизация и современные технологии. 2006. № 7. С. 14–16.

4. Захаров О. В. Бесцентровое шлифование бомбированных поверхностей роликов подшипников // Автоматизация и современные технологии. 2007. № 1. С. 3–7.

5. Захаров О. В. Минимизация погрешностей формообразования при бесцентровой абразивной обработке. Саратов: СГТУ, 2006. 152 с.

6. Захаров О. В., Бржозовский Б. М. Правка ведущего круга бесцентрового шлифовального станка // Автоматизация и современные технологии. 2006. № 9. С. 20–23.

7. Пат. 43209 РФ: МПК В 24 В 5/18. Бесцентровый круглошлифовальный станок.

УДК 519.24:621.735.34

В. Ф. МАКАРОВ, д-р техн. наук, В. Р. ТУКТАМЫШЕВ, Э. А. НУРИЕВА, С. В. КОБЕЛЕВ, В. С. БАБИКОВ  
(Пермский ГТУ)

## Статистическая оценка надежности протяжек

Долговечность режущего инструмента проявляется как случайная величина и зависит от ряда воздействующих факторов: типоразмер и жесткость конструкции, качество изготовленного инструмента, условия резания и т. д. Потерей работоспособности протяжек (отказом) можно считать достижение допустимых пределов показателей качества обрабатываемой детали или достижение критерия изнашивания в сочетании с такими механическими разрушениями, как выкрашивание и сколы. Долговечность протяжек как случайная величина может быть определена, если задан закон ее распределения, т. е. соотношение между возможными значениями параметров и соответствующими вероятностями.

Для протяжек, работающих в условиях неоптимального резания, характерно распределение долговечности в форме, близкой к экспоненциальному: отказ протяжек проявляется чаще всего в виде выкрашивания режущей кромки. Установлено, что в случае только изнашивания для протяжек характерна стойкость нормального закона распределения. Однако на практике нередко отказ протяжек проявляется как сочетание механических повреждений и изнашивания режущих лезвий. В этом случае кривая распределения показателя долговечности имеет промежуточную форму между нормальным распределением и распределением Пуассона. В качестве универсального принято трехпараметрическое распределение Вейбулла [1], а как частные случаи — распределение Пуассона при  $\alpha = 1$ ,  $\chi^2$ -распределение и логарифмически нормальное распределение при  $\alpha = 3,5$ .

На базе статистических данных по долговечности протяжек определение трех параметров Вейбулла произведено по методу моментов [2].

Функция безотказной работы инструмента или функция надежности  $R(t)$  при распределении Вейбулла имеет вид:

$$R(t) = \begin{cases} e^{-\frac{(t-\gamma)^{\alpha}}{\beta}} & \text{при } t \geq \gamma \geq 0, \alpha = 0, \beta > 0; \\ 1 & \text{при } t < \gamma; \end{cases} \quad (1)$$

плотность вероятности отказов инструмента

$$f(t) = \begin{cases} \frac{\alpha}{\beta} (t - \gamma)^{\alpha-1} e^{-\frac{\alpha}{\beta}(t-\gamma)} & \text{при } t \geq \gamma \geq 0, \alpha = 0, \beta > 0; \\ 0 & \text{при } t < \gamma, \end{cases}$$

где  $\alpha$  — параметр формы распределения;  $\beta$  — параметр масштаба;  $\gamma$  — параметр, характеризующий начало отсчета.

Если имеются статистические данные по продолжительности работы инструмента  $t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$ , т. е. некоторый набор из  $n$  случайных чисел, то моменты первого, второго, третьего и четвертого порядков определяются следующим образом:

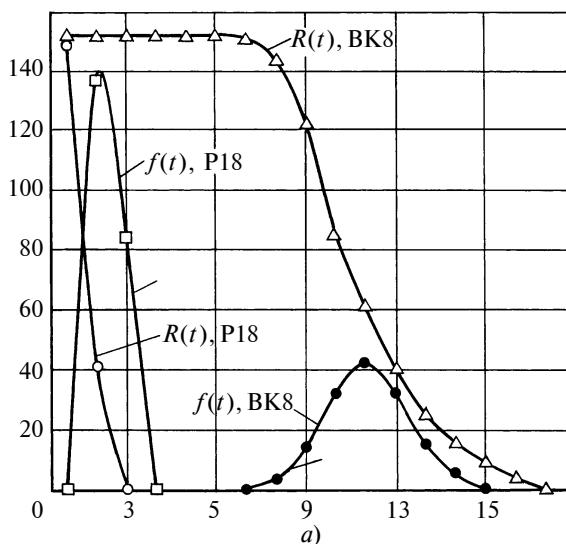
момент первого порядка — математическое ожидание

$$\mu_1 = t = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{n}. \quad (3)$$

момент второго порядка или дисперсия

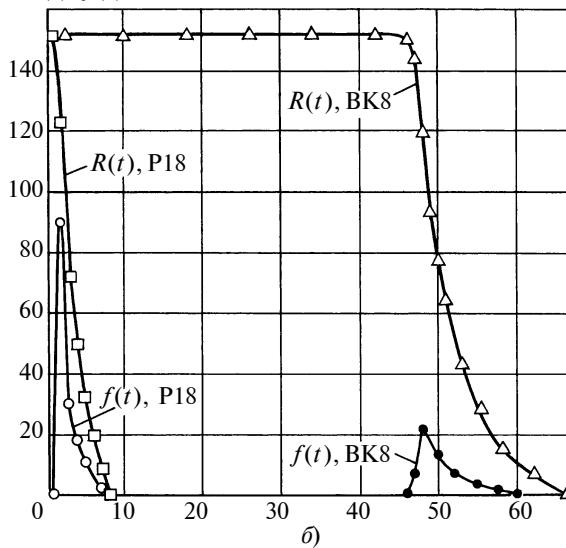
$$\mu_2 = \sigma = \frac{\sum_{i=1}^n (t_i - t)^2}{n-2}, \quad (4)$$

$R(t), f(t)$



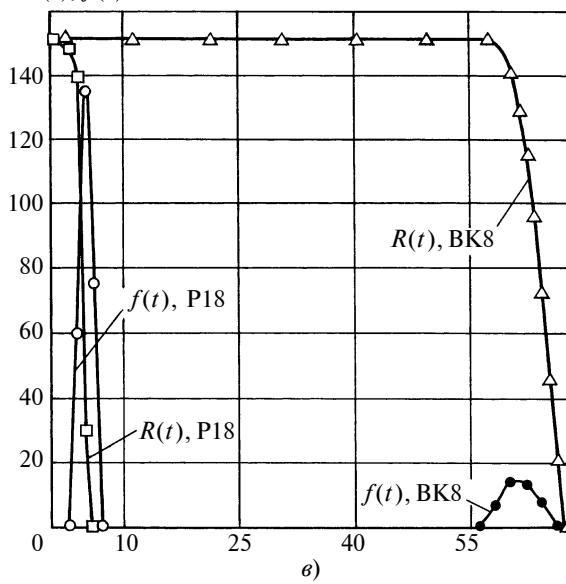
a)

$R(t), f(t)$



b)

$R(t), f(t)$



b)

момент третьего порядка

$$\mu_3 = \frac{n \sum_{i=1}^n (t_i - \bar{t})^3}{(n-1)(n-2)} \quad (5)$$

и асимметрия

$$S_k = \frac{\mu_3}{(\mu_2)^{3/2}} = \frac{\mu_3}{\sigma^3}, \quad (6)$$

момент четвертого порядка

$$\mu_4 = \frac{n^2 - 2n + 3}{(n-1)(n-2)(n-3)} \sum_{i=1}^n (t_i - \bar{t})^4 - \frac{3(2n-3)}{(n-2)(n-3)} \sigma^2 \quad (7)$$

и эксцесс

$$E_x = \frac{\mu_4}{\mu_2^2} = \frac{\mu_4}{\sigma^4}. \quad (8)$$

Для определения параметров  $d$  подставим найденные по формулам (6) и (8) эмпирические значения  $S_k$  и  $E_x$  в выражения:

$$S_k = \frac{\mu_3}{\mu_2^{3/2}} = \frac{\Gamma\left(1 + \frac{3}{2}\right) - 3\Gamma\left(1 + \frac{2}{\alpha}\right)\Gamma\left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) + 2\Gamma^3\left(1 + \frac{1}{\alpha}\right)}{[\Gamma(1 + 2/\alpha) - \Gamma^2(1 + 1/\alpha)]^2}; \quad (9)$$

$$E_x = \frac{\mu_4}{\mu_2^2} = \frac{\Gamma\left(1 + \frac{4}{\alpha}\right) - 4\Gamma\left(1 + \frac{3}{\alpha}\right)\Gamma\left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) + 2\Gamma\left(1 + \frac{2}{\alpha}\right)\Gamma^2\left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) - 3\Gamma\left(1 + \frac{1}{\alpha}\right)}{[\Gamma(1 + 2/\alpha) - \Gamma^2(1 + 1/\alpha)]^2} \rightarrow \quad (10)$$

где  $\Gamma(x)$  — гамма-функция:

$$\Gamma(x) = \int_0^\infty y^{x-1} e^{-y} dy. \quad (11)$$

Путем графического решения уравнений (9) и (10) определим параметр  $\alpha$  формы распределения. Параметры  $\beta$  и  $\gamma$  найдем по формулам:

$$\beta = \left[ \frac{\sigma^2}{\Gamma(1 + 2/\alpha) - \Gamma^2(1 + 1/\alpha)} \right]^{\alpha/2}; \quad (12)$$

$$\gamma = t - \beta^{1/\alpha} \Gamma(1 + 1/\alpha). \quad (13)$$

По параметрам  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$  построим функцию  $R(t)$  надежности и функцию  $f(t)$  плотности распределения вероятности отказов долговечности протяжек с помощью критерия  $\chi^2$ .

Оценка надежности протяжек проведена на основе статистических данных, полученных при испытаниях блочных протяжек при обработке замков лопаток из титанового сплава ВТ3-1 ( $269 \div 363 \text{ HB}$ ), жаростойкой стали ЭИ736Ш ( $13X14H2BФРА-Ш$ ,  $285 \div 340 \text{ HB}$ ) и жаропрочного сплава ЭИ787 ( $XH35BТЮВД$ ,  $285 \div 352 \text{ HB}$ ). Были выполнены сравнения по средней стойкости, коэффициенту вариации  $v = \sigma/t$  и надежности  $R(t)$  окончательных секций протяжек из быстрорежущей стали Р18 и твердого сплава ВК8 с параметрами:  $\gamma = 10^\circ$ ,  $\alpha = 4^\circ$ ,  $S_\zeta = 0,01 \div 0,04 \text{ мм/зуб}$ ,  $\lambda = 0$ . В качестве предельных па-

Обрабатываемый материал	Марка материала инструмента	Число наблюдений $n$	Минимальная долговечность $t_{min}$	Средняя долговечность $t$	Среднеквадратичное отклонение $\delta$	Коэффициент вариации $v$	$\alpha$	$R(t)$	$t_{0,9}$
ВТЗ-1	P18	24	32	6,4	1,7	0,28	2,5	$\exp\left[-\frac{(t-32)^{2,5}}{4,9}\right]$	4,0
	BK8	23	125	177	24	0,14	3,5	$\exp\left[-\frac{(t-125)^{3,5}}{980 \cdot 10^3}\right]$	150
ЭИ736Ш	P18	78	0,06	3,1	2,9	0,93	1,5	$\exp\left[-\frac{(t-0,06)^{1,5}}{63}\right]$	1,0
	BK8	24	65	98	30	0,31	1,0	$\exp\left[-\frac{(t-65)^{3,5}}{32,7^3}\right]$	70
ЭИ787	P18	31	0,4	1,3	0,6	0,46	2,2	$\exp\left[-\frac{(t-0,4)^{2,2}}{1,1}\right]$	0,7
	BK8	33	9,0	13,5	2,4	0,18	1,7	$\exp\left[-\frac{(t-9)^{1,7}}{1,5}\right]$	10

раметров приняты: шероховатость  $Ra = 1,25$  мкм и точность размеров замков лопаток до 8 мкм. Долговечность протяжек оценивалась по суммарной длине резания.

Протягивание выполнялось быстрорежущими протяжками со скоростью  $1,5 \div 2$  м/мин, твердосплавными —  $26 \div 30$  м/мин. Повышенные скорости были получены путем модернизации горизонтально-протяжных станков мод. 7А549. В качестве смазочно-охлаждающей жидкости использовалась 4 %-я эмульсия Укринол-1. Были повышены жесткости протяжек, адаптера станка и зажимных приспособлений. Результаты обработки статистических данных приведены в таблице.

На рисунках *a—в* представлены функции надежности  $R(t)$  и плотности  $f(t)$  вероятности отказов протяжек при обычном (P18) и оптимальном (BK8) резании сплавов ЭИ787 (*а*), ЭИ736Ш (*б*) и ВТЗ-1 (*в*), анализ которых показал, что замена протягивания протяжками из быстрорежущей стали P18 на протягивание твердосплавными протяжками обеспечивает существенное повышение стойкости и надежности. При этом более чем в 2 раза уменьшается коэффициент  $v$  вариации среднеквадратичного отклонения  $\delta$  относительно средней долговечности  $t$ .

Наиболее эффективна замена протягиванием мартенситной стали ЭИ736Ш, при этом средняя стойкость протяжек возрастает в 31 раз при повышении 90 %-й надежности в 70 раз. При протягивании титанового сплава ВТЗ-1 средняя стойкость возросла в 27 раз при повышении долговечности с вероятностью 0,9 в 37 раз; а при протягивании жаропрочного сплава ЭИ787 средняя стойкость возросла в 10 раз при 90 %-м повышении надежности в 14 раз.

Установлено, что причинами резкого увеличения средней стойкости и надежности протяжек являются:

повышенная износостойкость твердых сплавов по сравнению с быстрорежущими;

повышенная жесткость конструкций твердосплавных протяжек;

снижение перепадов на зубьях твердосплавных протяжек;

повышение скорости протягивания до значений, соответствующих оптимальным температурам в зоне резания [3].

Возможности использования протягивания материалов ЭИ787, ЭИ736Ш и ВТЗ-1 оцениваются параметром  $\alpha$ . При протягивании титанового сплава в данных эксплуатационных условиях возможности совершенствования процесса исчерпаны, так как вероятность распределения отказов соответствует нормальному закону,  $\alpha = 3,5$ . Для жаропрочных сплавов ЭИ736Ш и ЭИ787, несмотря на результаты по повышению средней стойкости и надежности протяжек, возможности совершенствования процесса не исчерпаны, так как при твердосплавном протягивании сплава ЭИ787  $\alpha = 1,7$ , для стали ЭИ736Ш распределение отказа соответствует распределению Пуассона,  $\alpha = 1$ .

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акопов М. Г. Об одном четырехпараметрическом законе распределения наработки до отказа неремонтируемых изделий // Надежность, 1969. № 2.
2. Алявдин В. Н., Зарудный В. И. О некоторых способах обработки статистических данных надежности // Стандарт и качество. 1969. № 7.
3. Макаров А. Д. Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение, 1976. 280 с.

Б. Д. ДАНИЛЕНКО, канд. техн. наук, Н. П. МАЛЕВСКИЙ  
(МГТУ им. Н. Э. Баумана)

## Образование винтовой поверхности стружечных канавок спиральных сверл методом задания профиля двумя образующими прямыми

Приведен алгоритм подготовки данных, используемых для графоаналитического расчета профиля зuba дисковой фасонной фрезы для фрезерования стружечных канавок сверла при задании винтовой поверхности канавки сверла двумя образующими прямыми.

Data preparation algorithm has been presented for graph-analytic calculation of tooth profile of a disk form-milling cutter for milling of drill's chip grooves at assignment of helical surface of drill's groove by two rulings.

Одним из методов профилирования фасонных фрез для получения стружечных канавок на спиральных сверлах является метод, разработанный в МГТУ им. Баумана. При этом методе профилирования винтовая поверхность канавки сверла задается двумя образующими прямыми [1, 2]. Метод позволяет определить профиль зuba дискового инструмента для точного образования стружечной канавки. Исходными данными для канавок по этому методу являются основные конструктивные параметры сверла: диаметр  $d$  сверла, диаметр  $d_c$  сердцевины сверла, угол  $\omega$  наклона винтовых канавок, угол  $2\varphi$  при вершине сверла; толщина  $B$  зuba сверла в нормальном сечении; диаметр сверла по спинке  $q$  зуба. Эти параметры определяет ГОСТ 4010–77.

Образующие прямые расположены в плоскости  $M$ , касательной к цилиндру сердцевины сверла  $d_c$ . След плоскости  $M$  показан на рис. 1, б в виде прямой  $a_0b_0$ . При вращении плоскости  $M$  вокруг оси сверла с равномерной

скоростью и одновременном перемещении образующих в плоскости  $M$  с постоянным винтовым параметром  $p$  образуется винтовая стружечная канавка. Винтовой параметр  $p$  представляет собой отношение шага  $H$  винтовой поверхности канавок к углу поворота  $2\pi$ :  $p = H/2\pi$ ;  $H = \pi d/\text{tg}\omega$ , т. е.  $p = d/2\text{tg}\omega$ . При сложении двух указанных движений любая точка образующих описывает винтовую линию с постоянным шагом  $H$ . Для построения профиля канавки сверла необходимо знать положение главной образующей  $Oa_0$ , характеризуемое углом  $\varphi_A$ , и положение вспомогательной образующей  $Oa_0$ , характеризуемое углом  $\varphi_B$  (рис. 1, а). Положение главной образующей определяется необходимостью получения формы главного режущего лезвия сверла, максимально близкой к прямолинейной, и поэтому угол  $\varphi_A$  в первом приближении принимается равным главному углу  $\varphi$  в плане сверла. На рис. 1 показаны последовательные положения образующих прямых при повороте плоскости  $M$  на угол  $\theta$  и перемещение их в направлении оси на величину  $p\theta$  (угол  $\theta$  — в рад.). На рис. 1, а видно, что одно из положений главной образующей совпадает с главным режущим лезвием, что и определяет предварительный выбор угла  $\varphi_A$ . Величина угла  $\varphi_B$  рассчитывается исходя из конструктивных параметров сверла, определяемых ГОСТом. Расчетные схемы для определения угла  $\varphi_B$  показаны на рис. 2 и 3.

На рис. 2, б условно показано торцевое сечение  $T-T$  сверла без наличия спинок зуба. Плоскость  $M$ , в которой расположены образующие прямые, проецируется в виде

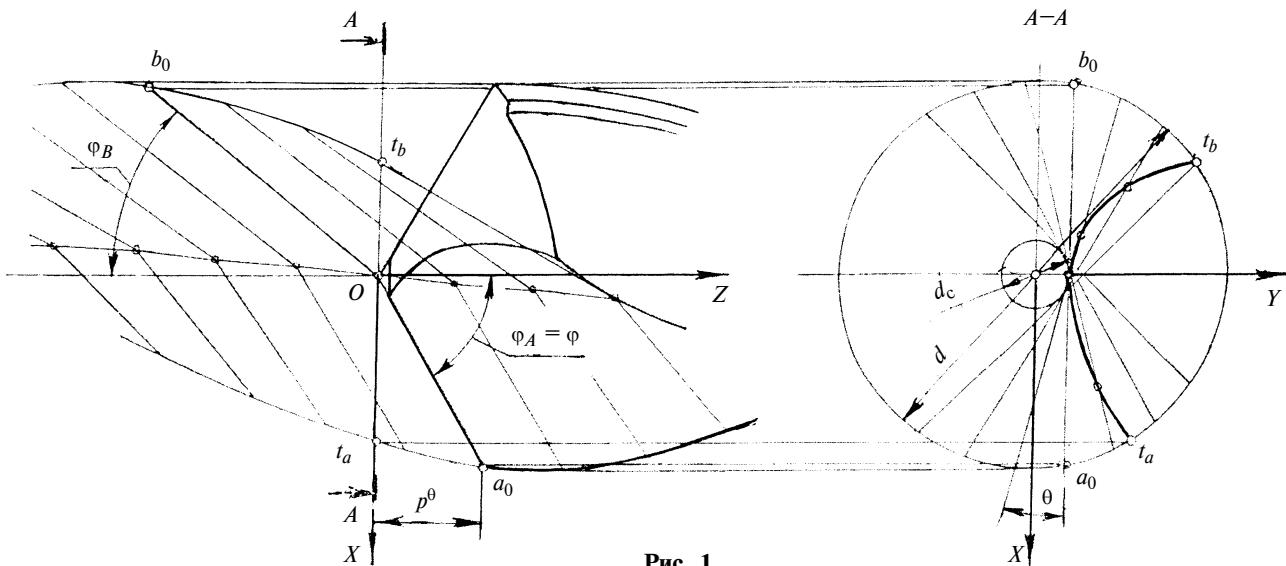


Рис. 1

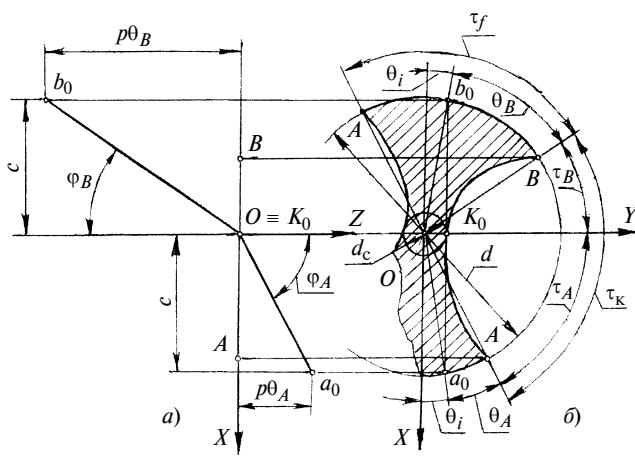


Рис. 2

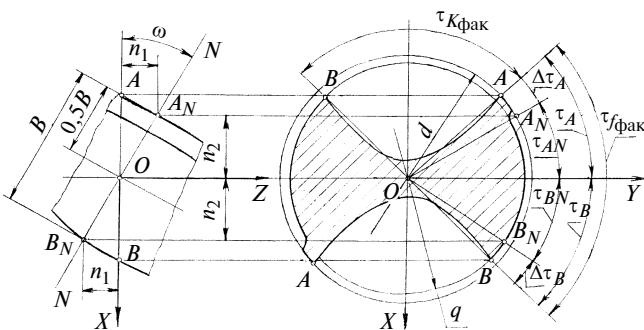


Рис. 3

прямой  $a_0b_0$ , а расположение этих образующих в плоскости  $M$  показано на рис. 2, а. Угол  $\varphi_B$  определяется по формуле  $\varphi_B = \operatorname{arctg} \frac{C}{p\theta_B}$ , град. В этой формуле угол  $\theta_B$  задается в радианах, а если задать его в градусах, формула примет вид  $\varphi_B = \operatorname{arctg} \frac{180C}{\pi p\theta_B}$ ,

где  $C = 0,5\sqrt{d^2 - d_c^2}$ ;  $p = d/(2\tan\omega)$ ;  $\theta_B = 90^\circ - \tau_B - \theta_i$ . Здесь  $\tau_B = \tau_k - \tau_A$ ,

где  $\tau_k$  — центральный угол, характеризующий размер стружечной канавки в торцевом сечении (рис. 2, б).

Следует отметить, что угол  $\tau_k$  на рис. 2, б отражает положение точки  $B$  на наружном диаметре  $d$  сверла. После образования на сверле спинок и ленточек точка  $B$  будет расположена на диаметре  $q$ , характеризующем диаметр сверла по спинкам (рис. 3). При этом несколько изменятся величины как угла  $\tau_k$ , так и угла  $\tau_f$ , характеризующего центральный угол, стягивающий зуб сверла в нормальном сечении. Уточненное значение угла  $\tau_{k\text{фак}}$  можно определить через угол  $\tau_{f\text{фак}}$ , который в соответствии с рис. 3 может быть подсчитан как  $\tau_{k\text{фак}} = 180^\circ - \tau_{f\text{фак}}$ , где  $\tau_{f\text{фак}} = \tau_{AN} + \tau_{BN} + \Delta\tau_A + \Delta\tau_B$ .

Точки  $A_N$  и  $B_N$ , характеризующие значения углов  $\tau_{AN}$  и  $\tau_{BN}$ , расположены в нормальном сечении  $N-N$  сверла, причем на одинаковом расстоянии  $n_2$  от оси сверла. Из рис. 3 следует, что  $\tau_{AN} = \arcsin \frac{2n_2}{d}$ , а  $\tau_{BN} = \arcsin \frac{2n_2}{q}$ . Если учесть, что  $n_2 = 0,5B\cos\omega$ , то  $\tau_{AN} = \arcsin \frac{B\cos\omega}{d}$  и  $\tau_{BN} = \arcsin \frac{B\cos\omega}{q}$ .

Значения углов  $\Delta\tau_A = \Delta\tau_B$  можно определить через винтовой параметр  $p$  и величину  $n_2$ :

$$\Delta\tau_A = \Delta\tau_B = \frac{n_1}{p} = \frac{0,5B\sin\omega}{H/2\pi} = \frac{B\pi\sin\omega}{H}, \text{ рад,}$$

$$\text{или } \Delta\tau_A = \Delta\tau_B = \frac{180^\circ B\sin\omega}{H}, \text{ град.}$$

Таким образом:

$$\tau_{f\text{фак}} = \arcsin \frac{B\cos\omega}{d} + \arcsin \frac{B\cos\omega}{q} + \frac{360^\circ B\sin\omega}{H};$$

$$\tau_B = 180^\circ - \tau_{f\text{фак}} - \tau_A; \quad \tau_A = 90^\circ - \theta_i - \theta_A;$$

$$\theta_i = \arcsin \frac{d_c}{d}; \quad \theta_A = \frac{57,3C}{p\tan\varphi_A}.$$

После подстановки всех приведенных параметров в формулу для определения угла  $\theta_B$  получим:

$$\theta_B = \arcsin \frac{B\cos\omega}{d} + \arcsin \frac{B\cos\omega}{q} + \frac{360^\circ B\sin\omega}{H} - 2\arcsin \frac{d_c}{d} - \frac{57,3C}{p\tan\varphi_A}.$$

Подставив вычисленное значение угла  $\theta_B$  в формулу (1), определим необходимую для профилирования канавки величину угла  $\varphi_B$  наклона вспомогательной образующей. На основе заданных ГОСТом конструктивных параметров сверла и рассчитанных величин углов  $\varphi_A$  и  $\varphi_B$  наклона образующих можно приступить к графоаналитическому определению профиля зуба дискового инструмента второго порядка.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Малевский Н. П.** Расчет профиля винтовых канавок спиральных сверл. Учеб. пособ. / Под ред. Б. Д. Даниленко. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. 1977. 14 с.
- Малевский Н. П., Даниленко Б. Д.** Подготовка исходных данных для графического определения профиля зуба дисковой фрезы для канавки сверла // Изв. вузов. Машиностроение. № 1. 2008. С. 79–82.

# ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.5.004.14

А. А. КОНДРАШОВА (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

## Исследование динамической устойчивости компании

Приведен анализ основных подходов к обеспечению устойчивости компании, дано авторское определение динамической устойчивости и направления ее обеспечения. Разработана классификация пассивных и активных акторов, построена иерархия влияния параметров отрасли и акторов на различные группы, контуров компании, что необходимо для дальнейшей разработки стратегий, обеспечивающих устойчивую деятельность предприятия на основе выделенных групп контуров.

Analysis of the ground approaches to ensuring of company stability is presented, and author's definition of dynamic stability and possibilities of it securing is given. Classification of passive and active actors has been elaborated, and the hierarchy of the branch parameters and actors influence on different groups of company contours has been designed. It is reasoned that the results of that analysis are essential for subsequent elaboration of the strategies providing stable activity of an enterprise on the basis of evolved groups of contours.

Функционирование предприятия в условиях стремительно изменяющейся внешней среды приводит к проблеме обеспечения устойчивости этого предприятия. Техногенные и природные катастрофы, действия конкурентов, изменение предпочтений покупателей, невыполнение обязательств поставщиками, забастовки рабочих, неэффективный менеджмент и многие другие факторы все чаще и чаще оказывают влияние на структуру организации и выполняемые ею функции. Если добавить к этому явное усложнение самой структуры хозяйствования, требующей усложнения системы управления на порядок, мы увидим картину современного бизнеса. Очевидно, что проблема обеспечения краткосрочной и долгосрочной устойчивости особенно актуальна в современной бизнес-среде.

Устойчивость — понятие комплексное, и существуют различные подходы к ее определению и созданию модели и методов ее обеспечения.

Можно выделить интуитивно понятный "механический" взгляд на устойчивость, который подразумевает "самовозвращение" системы в положение, называемое устойчивым положением равновесия, спустя какое-то время после возмущающего воздействия внешней среды (рис. 1, а, б).

Различают устойчивость первого рода (см. рис. 1, а), когда система может вернуться в исходное положение после выхода из равновесия, и устойчивость второго рода

(см. рис. 1, в), когда система выходит из состояния равновесия для перехода на новую траекторию (виток) развития. Системы, которые не могут перейти в новое состояние или вернуться к старому, разрушаются.

В общей теории систем понятие устойчивости формализуется на основании понятия окрестности. Пусть  $F: D \rightarrow E$  — заданное отображение: здесь  $D$  — множество причин для каких-либо явлений;  $E$  — множество следствий, вытекающих из этих причин;  $\theta_D$  и  $\theta_E$  — заданные семейства множеств  $D$  и  $E$  соответственно. Кроме того, имеется причинно-следственная пара элементов — декартово произведение. Тогда пара  $(\hat{d}, \hat{e}) \in D \times E$  и  $\hat{e} = F(\hat{d})$ . Пара  $(\hat{d}, \hat{e})$  называется устойчивой относительно  $\theta_D$  и  $\theta_E$  в том и только в том случае, если

$$(\forall \alpha \in \{N(\hat{e})\})(\exists \beta \in \{N(\hat{d})\})(\forall d \in \beta)[d \in \beta \rightarrow F(d) \in \alpha]. \quad (1)$$

Причем  $\{N(\hat{d})\} \subset \theta_D$  и  $\{N(\hat{e})\} \subset \theta_E$  — системы окрестностей точек  $\hat{d}$  и  $\hat{e}$  относительно  $\theta_D$  и  $\theta_E$  соответственно.

Выражение (1) означает, что для каждой совокупности состояний  $\alpha$  системы, принадлежащей окрестности состояний  $N(\hat{e})$ , существует, по крайней мере, одна такая совокупность воздействий  $\beta$ , принадлежащая окрестности воздействий  $N(\hat{d})$ , в которой при любом воздействии  $d$  из заданной совокупности состояния  $e$  не выйдет за пределы окрестности состояний  $N(\hat{e})$ . Воздействие  $d$  не приводит к большим отклонениям состояния системы относительно определенного возмущения. На практике при анализе устойчивости компаний достаточно часто выделяют составные элементы: финансовую, производственно-техническую, организационную и др. К сожалению, нередки случаи неправильного использования данного разделения: общая устойчивость подменяется частичной, например финансовой; "отдельные" элементы устойчивости рассматриваются без оценки их взаимозависимости и взаимовлияния; оптимизируются отдельные элементы устойчивости, что не приводит к глобальной оптимизации системы.

Действительно, несмотря на разные причины, вызывающие неустойчивость предприятия, конечной формой

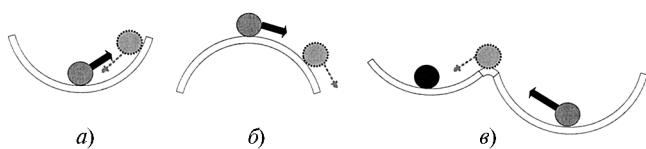


Рис. 1. Устойчивость первого и второго рода

всегда является утрата финансовой устойчивости. С этой точки зрения кажется понятным столь пристальное внимание теоретиков и практиков к обеспечению финансовой (экономической) устойчивости, расчетам различных коэффициентов (рентабельности, ликвидности, обеспеченности активов и прочее) и финансовых моделей более сложного порядка (модель Dupont). Модификацией финансового обеспечения устойчивости является получение прибыли не ниже заданного уровня. Однако исследование только финансовой устойчивости фирмы выявило ряд явных недостатков:

во-первых, при этом подходе под экономически устойчивым часто понимают необанкротившееся предприятие, что недостаточно;

во-вторых, использование "эталонных" показателей часто связано с их перенесением из зарубежной практики в российскую, что не очень корректно;

в-третьих, расчеты основаны на ретроспективных данных (за предыдущие отчетные периоды);

в-четвертых, статистические расчеты финансовых показателей чреваты неумышленными или умышленными злоупотреблениями, что наглядно показал пример компании Enron.

При рассмотрении инновационной (технологической) устойчивости предприятия применяются меры по модернизации существующего оборудования, ускорению темпов разработки, введению новшеств, прогнозированию инноваций [1]. Как и в случае финансовой устойчивости, возможна локальная оптимизация и велика вероятность влияния континтуитивного поведения системы при длительной задержке внедрения инновации, связанная с естественной задержкой реакции системы на использование долгосрочных инструментов воздействия.

Интересна модель свертки (весового суммирования) всех показателей устойчивости различных элементов к

$I = \sum_{j=1}^m k_j I_j$ , где  $k_j$  — коэффициенты значимости показателей компании и рыночной среды;  $I_j$  — результаты свертки показателей по группам.

Расчеты интегрального показателя позволяют проанализировать устойчивость предприятия на основе ретроспектива его состояний без учета возможных сценариев развития и динамики факторов внешней среды.

Хотя анализ отдельных элементов обеспечения устойчивости предприятия (финансового, производственно-технического, организационного и др.) позволяет выявить "слабые звенья" в составе "общей" устойчивости системы, однако необходимо помнить, что локальная оптимизация отдельных частей системы не приводит к оптимизации системы в целом и суммарная устойчивость складывается не линейно, а является результатом взаимодействия и взаимовлияния ее составляющих. Приведенные выше подходы к определению термина устойчивости и ее обеспечению позволяют констатировать, что на сегодняшний день нет единого подхода к определению устойчивости предприятия, факторов и инструментария, способствующих обеспечению устойчивости компании.

Устойчивость — понятие комплексное, и в дальнейшем автор будет употреблять термин "динамическая устойчивость" с целью подчеркнуть, что "величина устойчивости предприятия" постоянно меняется во времени в

каких-то пределах, причем это величина долгосрочная. Примем как определение, что динамически устойчивая компания достигает поставленных целей на заданном горизонте планирования с заданной точностью при частичной потере функций, связанный с возмущениями во внешней или внутренней средах. Автор предлагает рассматривать жизнестойкость как эмерджентное свойство или свойство второго типа.

Эмерджентное свойство в отличие от свойств первого типа имеет ряд особенностей:

1) оно является продуктом взаимодействия частей, а не суммой действий частей, их нельзя выделить в качестве независимых характеристик;

2) оно воспроизводится непрерывно, это не единовременное состояние;

3) это спонтанный результат непрерывных процессов, для его понимания необходимо осмыслить процессы, участвующие в его создании;

4) оно не поддается непосредственному измерению, можно измерить только проявления устойчивости.

Важнейшим выводом из рассмотрения динамической устойчивости компаний как эмерджентного свойства является концентрация на взаимодействии элементов.

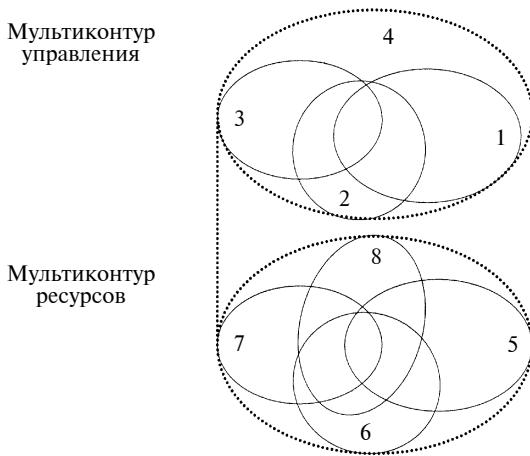
Для динамически устойчивой компании характерны следующие отличительные особенности:

1) способность достаточно рано уловить происходящие перемены для того, чтобы успеть подготовиться и отреагировать на них;

2) наличие такой внутренней структуры взаимоотношений, которая позволяет отреагировать на сбой;

3) наличие необходимых навыков и способностей, позволяющих участвовать в конкурентной борьбе, какая бы обстановка ни возникла после сбоя.

Таким образом, существуют два направления обеспечения динамической устойчивости компании: первое — уменьшение последствий сбоев (обеспечение безопасности функционирования компании); второе — развитие способности быстро восстанавливаться после воздействия внешней среды (повышение жизнестойкости). Жизнестойкость определяет, как быстро система восстановится, т. е. будут достигнуты поставленные цели при возмущениях среды; безопасность обеспечивает раннее



**Рис. 2. Мультиконтуры управления и ресурсов:**

1–8 — соответственно контуры: информационный, идеологический, принятия решений, юридический, материальный, нематериальный, трудовых ресурсов и финансовый

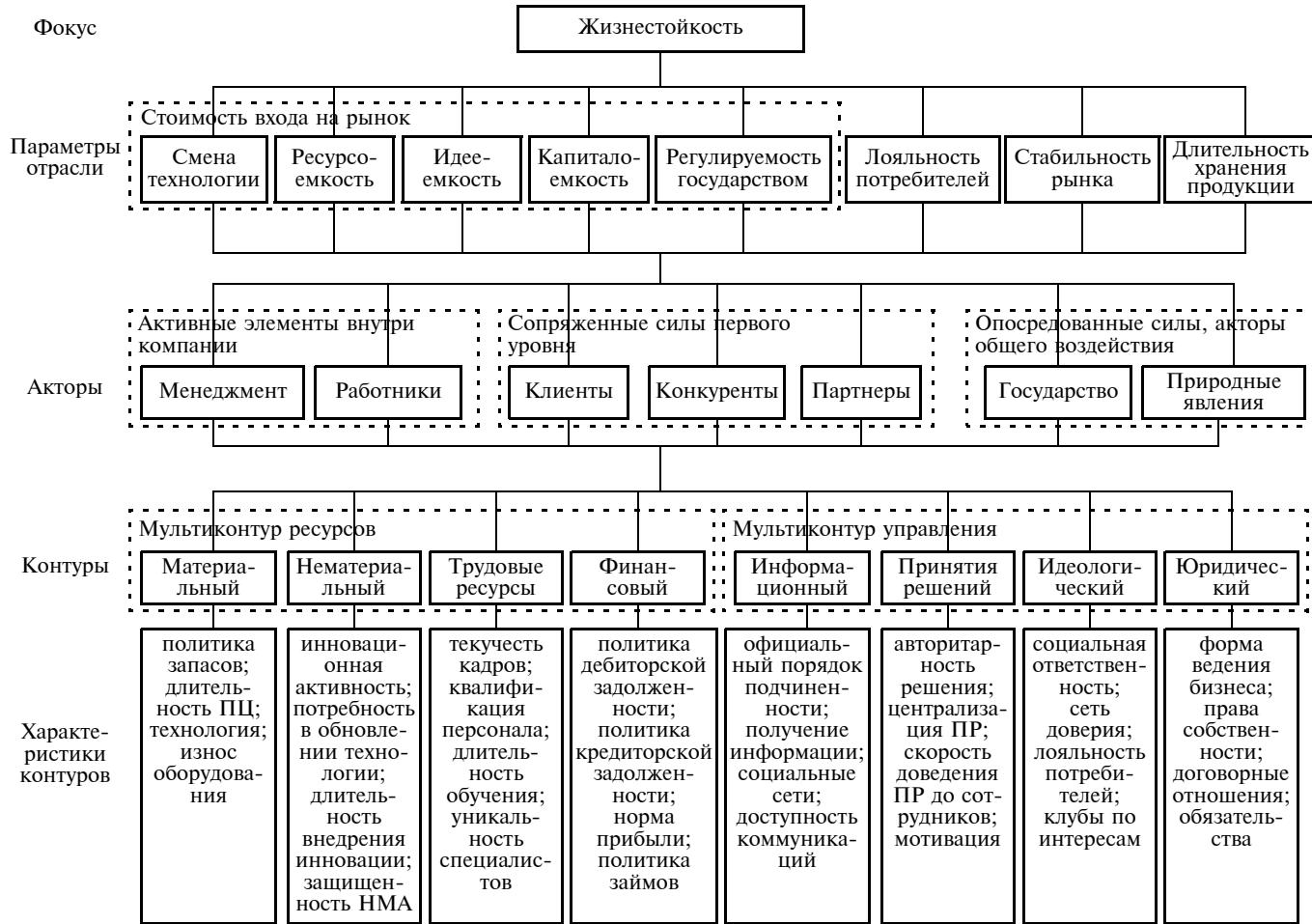


Рис. 3. Матрица взаимодействий

выявление сбоев, уменьшение вероятности умышленно вызванных сбоев, подготовку к ним, показывает, произойдет ли потеря функций при отклонении влияющих параметров.

Говоря о предприятии, можно выделить два мультиконтура взаимодействия, обеспечивающих его деятельность: мультиконтур ресурсов и мультиконтур управления (рис. 2). Для удобства покажем их отдельно, хотя они накладываются друг на друга. Мультиконтур ресурсов — это решение вопросов размера производственных мощностей, квалификации и величины трудовых ресурсов, технологических процессов, инновационного развития, финансирования; мультиконтур управления — информационная связь, доступность коммуникаций, принятие

решений на соответствующих уровнях, юридическая чистота взаимодействия с внутренними и внешними контрагентами, вопросы корпоративной культуры.

Так, при частичном разрушении связей внутри юридического контура (распад холдинга на независимые и несвязанные юридически структуры под действием монопольного законодательства) при сохранении корпоративного духа и социальных связей обеспечивается достижение поставленных целей в долгосрочной перспективе (компания Комацу, Япония). Или, например [3], когда после пожара на заводе Philips — стратегическом изготовителе чипов для мобильных телефонов, на длительное время была нарушена система поставок комплектующих (частичное выпадение ресурсного контура),

Таблица 1

Сравнение параметров отрасли относительно их влияния на жизнестойкость компании

Параметр отрасли, доля	Смена технологии	Ресурсоемкость	Идееемкость	Капиталоемкость	Регулируемость государством	Стабильность рынка	Длительность хранения продукции	Собственный вектор параметров отрасли
Смена технологии	1	1/9	1	1/3	1	1/7	1/5	0,045
Ресурсоемкость	9	1	7	5	9	1	3	0,331
Идееемкость	1	1/7	1	1	1	1/5	1/3	0,060
Капиталоемкость	3	5	1	1	1	1/5	1/3	0,071
Регулируемость государством	1	9	1	1	1	1/5	1/3	0,058
Стабильность рынка	7	1	5	5	5	1	3	0,285
Длительность хранения продукции	5	3	3	3	3	1/3	1	0,150

Результат сравнения влияния акторов на жизнестойкость компании относительно параметров отрасли

Акторы	Доля параметра отрасли							Собственный вектор актора
	Смена технологии	Ресурсоемкость	Идеемкость	Капиталоемкость	Регулируемость государством	Стабильность рынка	Длительность хранения продукции	
Менеджмент	0,270	0,043	0,217	0,256	0,286	0,037	0,136	0,172
Работники	0,124	0,043	0,126	0,085	0,035	0,039	0,030	0,070
Клиенты	0,242	0,043	0,202	0,100	0,070	0,163	0,026	0,107
Конкуренты	0,223	0,052	0,219	0,076	0,062	0,163	0,150	0,105
Партнеры	0,034	0,218	0,058	0,338	0,045	0,088	0,277	0,216
Государство	0,072	0,176	0,149	0,073	0,469	0,043	0,029	0,119
Природные явления	0,035	0,424	0,029	0,073	0,033	0,467	0,353	0,212
Собственный вектор параметра отрасли	0,045	0,331	0,060	0,071	0,058	0,285	0,150	

Таблица 3

Результат влияния контуров на жизнестойкость компании относительно акторов

Контур	Доля актора							Собственный вектор контура
	Менеджмент	Работники	Клиенты	Конкуренты	Партнеры	Государство	Природные явления	
Материальный	0,124	0,079	0,240	0,036	0,091	0,054	0,461	0,180
Нематериальный	0,042	0,027	0,042	0,050	0,042	0,043	0,048	0,043
Трудовые ресурсы	0,069	0,035	0,053	0,066	0,042	0,339	0,048	0,086
Финансовый	0,072	0,028	0,429	0,236	0,387	0,049	0,050	0,185
Информационный	0,133	0,346	0,101	0,221	0,179	0,132	0,154	0,168
Принятия решений	0,349	0,132	0,049	0,086	0,051	0,049	0,154	0,133
Идеологический	0,062	0,324	0,043	0,236	0,054	0,049	0,044	0,089
Юридический	0,148	0,029	0,044	0,070	0,156	0,286	0,042	0,116
Собственный вектор акторов	0,172	0,070	0,107	0,105	0,216	0,119	0,212	

компания Nokia, имея план действий (высокая безопасность), перестроила свой контур принятия решений, что позволило наладить поставки (восстановить ресурсный контур) и заполучить львиную долю рынка мобильных телефонов, в то время как доля рынка Ericsson снизилась до 9 %. Как видно, жизнестойкость можно оценивать относительно конкурентов, так как взаимодействие конкурентов практически всегда является игрой с нулевой суммой.

Очевидно, что для каждой отрасли, для каждого типа бизнеса оба мультиконтура необходимы, однако значимость конкретных контуров различна, разные контуры вносят разный вклад в обеспечение динамической устойчивости компании. Рассчитав значимость контуров, можно определить направления основных усилий по повышению жизнестойкости и обеспечению безопасности предприятия.

Автором построена иерархия (рис. 3), расчет которой методом анализа иерархий [4] позволяет численно рассчитать значимость контуров. Расчеты можно делать для разных отраслей или для конкретной фирмы. Каждый из уровней иерархии отвечает на свой вопрос:

первый: с какой точки зрения смотрим на компанию;  
второй: какова значимость влияния параметров отрасли на жизнестойкость компаний;

третий: какова важность сил влияния на компанию с точки зрения жизнестойкости;

четвертый: какова важность каждого типа связей для конкретного актора с точки зрения обеспечения жизнестойкости;

пятый: каковы параметры конкретного контура.

Рассмотрим пример расчета иерархии компаний, входящих в отрасль производства с активным использованием ручного труда (табл. 1, 2, 3).

Расчет предложенной иерархии позволяет решить следующие вопросы: построить отраслевую карту рис-

ков; выявить критические (слабые) звенья предприятия; определить приоритетные направления успешного развития предприятия.

Важным результатом рассмотрения динамической устойчивости компании как эмерджентного свойства является то, что следует сосредоточиться на управлении взаимодействиями, а не действиями, анализ возможен только в рамках системного подхода. Представление компании как взаимодействие контуров позволяет поставить вопрос о жизнестойкости компании и влиянии различных параметров отрасли, типов бизнеса, активных и пассивных акторов на различные группы контуров. Такое исследование необходимо для дальнейшей разработки стратегии обеспечения устойчивой деятельности предприятия на основе выделенных групп контуров.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Бараненко С. П., Шеметов В. В. Стратегическая устойчивость предприятия. М.: ЗАО "Центрполиграф", 2004. 493 с.
- Стратегическое управление организационно-экономической устойчивостью фирмы: Логистико-ориентированное проектирование бизнеса / А. Д. Канчавелли, А. А. Колобов, И. Н. Омельченко и др.; под ред. А. А. Колобова, И. Н. Омельченко. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 600 с.
- Жизнестойкое предприятие. Как повысить цепочки поставок и сохранить конкурентное преимущество / Йосси Шеффи; Пер. с англ. М.: Альпина Бизнес Букс, 2006. 301 с.
- Саати Т., Кернс К. Аналитическое планирование. Организация систем: Пер. с англ. М.: Радио и связь, 1991. 224 с.

# ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.01:531.3.001.572

Ю. М. БУЗИН, канд. техн. наук  
(Воронежский государственный архитектурно-строительный университет)

## Феноменологическая модель процесса функционирования технической системы

При решении задач, связанных с управлением процессом функционирования технической системы, целесообразно исследовать поведение системы в целом, а не движение ее отдельных элементов. В этом случае предпочтение должно быть отдано феноменологическому подходу, основанному на изучении физических величин и закономерностей, относящихся ко всей системе. В работе на основе системного подхода и энергетической концепции к процессу разработки грунта землеройно-транспортной машиной (ЗТМ) представлена феноменологическая модель процесса функционирования технической системы "ЗТМ — грунт".

It is argued that at solution of the problems associated with control of functioning process of a technical system it is advisable to explore the system behavior as a whole, rather than the motion of individual its elements. In that case the preference should be given to a phenomenological approach, based on study of physical magnitudes and regularities, relating to overall system. The phenomenological model of functioning process of technical system "earth-mover-ground", based on the system approach and the energy concept, has been presented.

При решении задач управления процессом функционирования технической системы целесообразно исследовать поведение системы в целом, а не движение ее отдельных элементов. В этом случае предпочтение должно быть отдано феноменологическому подходу, основанному на изучении физических величин и закономерностей, относящихся ко всей системе.

На основе энергетической концепции и системного подхода к процессу разработки грунта землеройно-транспортной машиной (ЗТМ) в работе представлена феноменологическая модель функционирования технической системы "ЗТМ — грунт".

ЗТМ — это машинный агрегат, состоящий из энергетической машины — генератора механической энергии (двигатель внутреннего сгорания, дизель), передаточного механизма (ПМ), рабочей машины, сочетающей функции технологической и транспортной машины (рытье и транспортировка земли), а также контрольно-управляющих и счетно-решающих устройств. Передаточный механизм ЗТМ включает в себя трансмиссию, движитель и раму (тяговую или толкающую), соединяющую движитель с рабочим органом (технологической машиной).

ЗТМ осуществляет разработку (копание) грунта в процессе движения со скоростью  $v_d$  в результате действия силы тяги  $T_p$ , развиваемой на рабочем органе, т. е. за счет механической энергии с тяговой мощностью  $N_{t,p} = T_p v_d$ . Таким образом, объектом функционирования (рабочей средой) ЗТМ является грунт, а грунт становится рабочей средой, ко-

гда на него воздействует ЗТМ. Следовательно, процесс копания грунта представляет собой замкнутую техническую систему "ЗТМ — грунт" [1], где ЗТМ и грунт являются подсистемами. Физической основой функционирования ЗТМ служит механическая энергия [2].

Феноменологическая теория не интересуется внутренними причинами. Она характеризуется своей общностью и позволяет изучать явления без знания их внутренних механизмов, основываясь на всеобщих законах типа закона сохранения энергии. Как отмечалось выше, физической основой процесса копания грунта, как и любой другой технической системы, является энергия. Поэтому феноменологическую модель ЗТМ представим в виде потока энергии:

$$m_t \geq E_{m,dv} \geq E_{m,tr} \geq E_{m.PO} \geq m_{gr}, \quad (1)$$

где  $m_t$  — масса углеводородного топлива, сжигаемого в ДВС в данный момент времени  $t$ , кг;  $E_{m,dv}$  — механическая энергия, развиваемая на валу двигателя в данный момент времени, кДж;  $E_{m,tr}$  — механическая энергия, передаваемая в трансмиссию передаточного механизма в данный момент времени за вычетом механической энергии  $E_{m,otb}$ , идущей на привод исполнительных механизмов (ИМ) для управления рабочим органом  $E_{m,IM}$  и вспомогательными механизмами (ВМ)  $E_{m,BM}$ , кДж;  $E_{m.PO}$  — механическая энергия, подведенная от двигателя через передаточный механизм к рабочему органу (РО) в данный момент времени и расходуемая на копание грунта, кДж;  $m_{gr}$  — масса грунта, разработанного в процессе копания в данный момент времени, кг. Таким образом, здесь:  $E_{m,tr} = E_{m,dv} - E_{m,otb}$  и  $E_{m,otb} = E_{m,IM} + E_{m,BM}$ .

Энергетический поток (1) проходит две стадии преобразования — в двигателе  $m_t \geq E_{m,dv}$ , в котором при сгорании углеводородного топлива массой  $m_t$  его химическая энергия переходит в тепловую и далее в механическую величиной  $E_{m,dv}$ , и в технологической машине (РО)  $E_{m.PO} \geq m_{gr}$ , в которой механическая энергия величиной  $E_{m.PO}$ , подведенная от двигателя, конвертируется в разработанный грунт массой  $m_{gr}$ , т. е. совершает полезную работу при копании грунта. А также передаточную стадию в передаточном механизме, где  $E_{m,tr} \geq E_{m.PO}$ .

Энергия — однозначная функция состояния системы [3], она может переходить из одной формы в другую. Энергия — общая количественная мера движения и взаимодействия всех видов материи, т. е. энергия является системообразующей функцией материального мира. Для данной ЗТМ, режима ее работы и конкретного грунта все три компоненты  $m_t$ ,  $E_m$  и  $m_{gr}$  энергетического потока (1) эквивалентны друг другу в соответствии с законом сохранения энергии и по-

ложениеми теории относительности, в которой А. Эйнштейн доказал, что сама масса является формой энергии.

Как следует из абстрактно-математической теории ДВС [4], при полном сгорании углеводородного топлива массой  $m_t$  на установившемся режиме его внутренняя химическая энергия переходит в тепловую величиной

$$E_t = H_i m_t, \quad (2)$$

где  $H_i$  — удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Величина механической энергии, развиваемая на валу двигателя на установившемся режиме работы,

$$E_{\text{м.дв}} = \xi_{\text{дв}} E_t, \quad (3)$$

где  $\xi_{\text{дв}} = \eta_i \eta_M$  — коэффициент, учитывающий "потери" тепловой энергии: индикаторные (тепловые) через КПД  $\eta_i$  и механические через КПД  $\eta_M$ .

Развернутый на микроуровне показатель  $H_i$  по физическому смыслу представляет собой квадрат скорости  $C_t^2$  протекания теплового процесса в двигателе, связанного с преобразованием  $m_t \geq E_t$ , так как  $H_i \rightarrow \text{Дж/кг} = \text{Н} \cdot \text{м/кг} = \text{кг}(\text{м}/\text{с}^2)\text{м/кг} = (\text{м}/\text{с})^2 \rightarrow C_t^2$ . Таким образом, формулу (2) можно привести к виду:

$$E_t = m_t C_t^2, \quad (4)$$

где  $C_t = \sqrt{H_i}$  (м/с) по своей структуре представляет формулу А. Эйнштейна  $E = mc^2$ , отражающую взаимосвязь массы и энергии тела [5].

Выражение (3) с учетом равенства (4) примет вид:

$$E_{\text{м.дв}} = \xi_{\text{дв}} m_t C_t^2 = m_t C_{\text{дв}}^2, \quad (5)$$

где  $C_{\text{дв}} = \sqrt{\xi_{\text{дв}}} C_t$  — скорость протекания процесса преобразования  $m_t \geq E_{\text{м.дв}}$  в двигателе.

Для неустановившегося режима работы двигателя выражения (4) и (5) можно записать в виде:

$$\left. \begin{array}{l} E_t = m_t C_t^2; \\ E_{\text{м.дв}} = m_t C_{\text{дв}}^2, \end{array} \right\} \quad (6)$$

где  $C_{\text{дв}} = \sqrt{\xi_{\text{дв}}} C_t$ .

Механическая энергия, подведенная к рабочему органу ЗТМ и затрачиваемая на разработку грунта,  $E_{\text{м.ро}} = (E_{\text{м.дв}} - E_{\text{м.отб}}) \xi_{\text{ПМ}}$ , где  $\xi_{\text{ПМ}}$  — коэффициент, учитывающий "потери" механической энергии в ПМ. На установившемся режиме работы  $\xi_{\text{ПМ}}$  равен КПД передаточного механизма:  $\xi_{\text{ПМ}} = \eta_{\text{ПМ}}$ .

По аналогии с выражением (6) для процесса преобразования механической энергии  $E_{\text{м.ро}} \geq m_{\text{рп}}$  запишем:

$$m_{\text{рп}} = E_{\text{м.ро}} / C_{\text{рп}}^2, \quad (7)$$

где  $C_{\text{рп}}$  — скорость протекания процесса преобразования  $E_{\text{м.ро}} \geq m_{\text{рп}}$ .

Для установившегося процесса функционирования ЗТМ, когда  $C_t$ ,  $C_{\text{рп}} = \text{const}$ , существующая теория ДВС дает на макроуровне следующее обобщенное значение скорости  $C_t$  для дизельного топлива с плотностью энергии  $H_i = 42,5 \cdot 10^6$  Дж/кг:  $C_t = \sqrt{H_i} = 6,52 \cdot 10^3$  м/с, а теория ЗТМ непрерывного действия при копании суглинистого грунта с удельным сопротивлением  $K_k = 300$  кПа и объемной массой грунта  $\gamma_{\text{рп}} = 1,8$  т/м<sup>3</sup> дает значение скорости  $C_{\text{рп}} = \sqrt{K_k / \gamma_{\text{рп}}} = 13$  м/с.

Физический процесс, протекающий на рабочем органе ЗТМ и определяемый выражением (7), является обратным процессу, протекающему в ДВС и описываемому выраже-

нием (6). Оба эти процессы являются преобразовательными, но протекают в обратных направлениях, что соответствует фундаментальному физическому закону сохранения энергии, т. е. как масса  $m_t$  топлива, расходуемая в двигателе, так и масса  $m_{\text{рп}}$  разрабатываемого грунта выступают как меры энергосодержания, являясь энергоносителями.

В механическом движении энергия характеризует силовое действие в пространстве ( $\text{Дж} = \text{Н} \cdot \text{м}$ ), а мощность характеризует силовое действие в пространстве и времени ( $\text{Вт} = \text{Дж/с} = \text{Н} \cdot \text{м/с}$ ), т. е. является более обобщенным показателем силового действия. При этом мощность  $N$  по физической сущности представляет скорость (интенсивность) передачи энергии:  $N = dE/dt$ . Поэтому процесс копания грунта ЗТМ необходимо представить в виде энергетического процесса, протекающего во времени. Для этого продифференцируем энергетический поток (1) по текущему времени.

Таким образом, феноменологическая модель процесса функционирования технической системы "ЗТМ — грунт" будет иметь вид:

$$G_t \geq N_{\text{дв}} \geq N_{\text{тр}} \geq N_{\text{т.р}} \geq \Pi_{\text{т.к}}, \quad (8)$$

где  $G_t = dm_t/dt$  — величина подачи энергоносителя (углеводородного топлива) в двигатель, кг/ч;  $N_{\text{дв}} = dE_{\text{м.дв}}/dt$  — эффективная мощность механической энергии, развиваемой двигателем на выходном валу, кВт;  $N_{\text{тр}} = dE_{\text{м.тр}}/dt$  — мощность механической энергии, передаваемой от двигателя в трансмиссию ПМ с учетом отбора ее части  $N_{\text{дв.отб}} = dE_{\text{м.отб}}/dt$ , кВт;  $N_{\text{т.р}} = dE_{\text{м.ро}}/dt$  — тяговая мощность механической энергии, подведенной от двигателя к РО для копания грунта, кВт;  $\Pi_{\text{т.к}} = dm_{\text{рп}}/dt$  — техническая производительность ЗТМ при копании грунта, т/ч или м<sup>3</sup>/ч, т. е. количество грунта, разработанного в единицу времени.

Модель (8) полностью отражает физическую основу процесса функционирования технической системы "ЗТМ — грунт", т. е. процесса копания грунта ЗТМ. Для повышения производительности  $\Pi_{\text{т.к}}$  необходимо увеличить  $G_t$ , а с увеличением  $G_t$ , естественно, повышается и  $\Pi_{\text{т.к}}$ . У ЗТМ это осуществляется через обратную связь управления автоматическим всережимным регулятором подачи топлива в двигатель по величине его загрузки, т. е. по величине  $N_{\text{т.р}}$  загрузки РО.

Итак, процесс разработки грунта представляет собой замкнутую техническую систему "ЗТМ — грунт (рабочая среда)", основой функционирования которой является управляемый энергетический поток (1) или энергетический процесс (8) с входными координатами  $m_t$  или  $G_t = dm_t/dt$  и выходными координатами  $m_{\text{рп}}$  или  $\Pi_{\text{т.к}} = dm_{\text{рп}}/dt$ .

Таким образом, функционирование технической системы "ЗТМ — грунт", в данном случае процесс копания грунта ЗТМ, необходимо рассматривать на системной основе [1] с энергетической концепцией [2]. Этим требованиям полностью соответствует феноменологическая модель (8), на основании которой представляется возможным обосновать показатель и критерий эффективности функционирования технической системы "ЗТМ — грунт", которые служат основой для организации управления этим процессом. Для этого необходимо обратиться к методологическим основам разработки модели — системному подходу и энергетической концепции. Системный подход [6] предъявляет особые требования к показателю и критерию эффективности системы.

Критерий эффективности — нормированный к затратам ресурсов результат действия системы на определенном интервале времени, который формируется на следующих принципах системотехники:

критерий эффективности — это величина, которую можно объективно определить и измерить;

эффективность должна быть результатом оценки всей системы в целом. Процедура оценки должна идти от целого к частному — сверху вниз.

Эффективность подсистемы любого уровня иерархии должна оцениваться по критерию надсистемы. Критерии оценки системы и ее подсистем должны быть связаны прямой зависимостью.

При функционировании любой технической системы оперативным затратным ресурсом является энергоноситель. Для системы "ЗТМ — грунт" — это величина  $G_t$  подачи топлива в двигатель.

Показатель эффективности ЗТМ должен учитывать одновременно количество произведенной продукции (разработанного грунта): массу грунта  $m_{tp}$ , объем грунта  $V_{tp}$  или техническую производительность  $\Pi_{t,k} = dm_{tp}/dt$  (кг/ч) или  $\Pi_{t,k} = dV_{tp}/dt$  ( $m^3/\text{ч}$ ) и затраты энергоносителя  $m_t$  (кг) или  $G_t = dm_t/dt$  (кг/ч). Так как  $G_t$  и  $\Pi_{t,k}$  одновременно являются координатами рабочего процесса ЗТМ (его эксплуатационными показателями) и его энергетического процесса (8), то они характеризуют энергетический показатель эффективности функционирования технической системы "ЗТМ — грунт" [2]:  $\vartheta_{\pi} = \Phi(G_t, \Pi_{t,k}) = \Pi_{t,k}/G_t$ .

Критерий эффективности  $\vartheta_{\pi} \geq \max$  полностью соответствует вышеперечисленным принципам системотехники и к тому же он энергетический. Чем выше энергетический показатель  $\vartheta_{\pi}$ , тем эффективнее функционирует техническая система "ЗТМ — грунт", т. е. больше разрабатывается грунта на единицу затраченного энергоносителя.

Являясь отношением выходной координаты энергетического процесса к входной, энергетический показатель  $\vartheta_{\pi}$  рабочего процесса ЗТМ характеризует эффективность использования энергетического потенциала системы "ЗТМ — грунт" и ее подсистем и представляет собой мультиплекс-

тивную функцию  $\vartheta_{\pi} = \prod_{i=1}^n \vartheta_{\pi i}$ ,

где  $\vartheta_{\pi i}$  — энергетический показатель  $i$ -го функционального элемента (подсистемы) системы "ЗТМ — грунт".

В соответствии со структурой ЗТМ энергетический показатель подсистемы отражает либо преобразовательную функцию энергетического процесса — для двигателя (энергетической машины)  $\vartheta_{\pi, \text{дв}} = N_{\text{дв}}/G_t$  (кВт/кг/ч) и взаимодействия РО с грунтом (технологической машины)  $\vartheta_{\pi, \text{гр}} = \Pi_{t,k}/N_{t,p}$  ( $m^3/\text{ч}/\text{kBt}$ ), либо передаточную функцию для передаточного механизма, включающего трансмиссию, движитель и раму (тяговую или толкающую), соединяющую движитель с РО  $\vartheta_{\pi, \text{pm}} = N_{t,p}/N_{\text{тр}}$ .

В развернутом виде энергетический показатель технической системы "ЗТМ — грунт" (процессакопания грунта ЗТМ) будет:

$$\vartheta_{\pi} = \vartheta_{\pi, \text{ZTM}} \vartheta_{\pi, \text{gr}};$$

$$\vartheta_{\pi, \text{ZTM}} = \vartheta_{\pi, \text{дв}} \vartheta_{\pi, \text{отд.дв}} \vartheta_{\pi, \text{PM}} = \vartheta_{\pi, \text{TP}} = \vartheta_{\pi, \text{отд.дв}};$$

$$\vartheta_{\pi, \text{TP}} = \vartheta_{\pi, \text{дв}} \vartheta_{\pi, \text{PM}},$$

где  $\vartheta_{\pi, \text{отд.дв}} = N_{\text{тр}}/N_{\text{дв}}$  — энергетический показатель отдачи текущей мощности механической энергии двигателя в трансмиссию ПМ с учетом отбора мощности  $N_{\text{дв.отб}} = N_{\text{дв}} - N_{\text{тр}}$ ;  $\vartheta_{\pi, \text{TP}}$  — энергетический показатель тягового привода (ТП), включающего двигатель и передаточный механизм.

На основании феноменологической модели (8) на уровне изобретения были разработаны способ управления процессомкопания грунта ЗТМ и устройство для его осуществления [7], обеспечивающие разработку грунта в режиме  $\vartheta_{\pi} \geq \max$ .

Значения энергетических показателей  $\vartheta_{\pi, \text{дв}}$ ,  $\vartheta_{\pi, \text{ZTM}}$ ,  $\vartheta_{\pi, \text{gr}}$ ,  $\vartheta_{\pi}$  для ЗТМ (автогрейдеров и бульдозеров) при копании суглинистого грунта на установившемся режиме работы при  $v_d = \text{const}$  и  $N_{t,p} \approx \max$  (это обеспечивает  $\Pi_{t,k} \approx \max$ ) представлены в таблице. Их анализ позволяет оценить эффективность функционирования системы "ЗТМ — грунт" и ее подсистем.

Энергетический показатель  $\vartheta_{\pi, \text{PM}}$  связан с передачей механической энергии от источника к потребителю, а показатель  $\vartheta_{\pi, \text{отд.дв}}$  — с отдачей ее части на привод ИМ управления РО и ВМ.

Модель ЗТМ	$G/G_{\text{сц}}$	Марка двигателя; $N_{\text{дв.н}}$	$\vartheta_{\pi, \text{дв}, \text{кВт}} / (\text{кг}/\text{ч})$	КП, передача	$C_{\text{уд}}$	$W, \%$	Эксплуатационные показатели						
							$v_d, \text{м}/\text{с}$	$G_t, \text{кг}/\text{ч}$	$N_{t,p}, \text{кВт}$	$\Pi_{t,k}, \text{м}^3/\text{ч}$	$\vartheta_{\pi, \text{ZTM}, \text{кВт}} / (\text{кг}/\text{ч})$	$\vartheta_{\pi, \text{гр}, \text{м}^3/\text{ч}} / \text{кВт}$	
<i>Автогрейдеры</i>													
ДЗ-99, класс 100	91,7/65,2	A-41; 66 кВт	4,0	МКП, 1-я	6÷14	10÷12	0,83	14,1	36,8	209,0	2,6	5,7	14,8
ДЗ-148-9, класс 100	118,6/85,0	A-41; 66 кВт	4,0	МКП, 1-я	9÷20	19÷20	0,97	13,6	37,0	237,2	2,7	6,4	17,4
ДЗ-122А, класс 160	131,2/90,0	A-01М, 99 кВт	4,0	ГМКП, 1-я	4÷8	18÷24	1,43	17,4	44,1	288,0	2,5	6,5	16,55
ДЗ-146, класс 160	140,63/91,8 154,7/107,6 154,7/107,6	A-01T; 125 кВт A-11T; 129 кВт A-11T; 129 кВт	4,3 4,1 4,1	ГМКП, 1-я МКП, 1-я МКП, 2-я	9÷15 6÷10 5÷10	19÷20 20÷26 20÷26	1,34 0,94 1,16	23,5 20,47 28,3	71,0 58,5 73,0	373,5 342,3 559,5	3,0 2,86 2,58	5,3 5,85 7,66	15,9 16,7 19,8
<i>Бульдозеры</i>													
ДЗ-27С на Т-130, класс 10	142,65	Д-130; 103 кВт	4,2	МКП, 1-я	5÷8	15÷19	0,46	16,4	—	950	—	—	57,93
ДЗ-158 на Т-25.01, класс 20	439,06	6V396T; 272 кВт	4,6	ГМКП, 1-я	9÷15	—	0,6	59,25	130	2390	2,2	18,4	40,34

Примечание:  $G$  и  $G_{\text{сц}}$  — общий и сцепной вес (сила тяжести) машины;  $N_{\text{дв.н}}$  — номинальная мощность двигателя; КП — коробка передач (МКП и ГМКП — механическая и гидромеханическая КП соответственно);  $C_{\text{уд}}$  — число ударов динамического плотномера ДорНИИ;  $W$  — массовая влажность грунта

Энергетические показатели  $\mathcal{E}_{\text{п.дв}}$  и  $\mathcal{E}_{\text{п.гр}}$  связаны с преобразованием соответственно массы энергоносителя в энергию (сначала в тепловую, а затем в механическую) и механической энергии в массу разработанного грунта — продукт функционирования системы "ЗТМ — грунт".

Энергетический показатель двигателя  $\mathcal{E}_{\text{п.дв}}$  ( $\text{kVt}/(\text{кг}/\text{ч}) = 3600 \text{ кДж}/\text{кг}$ ) характеризует в данный момент времени количество механической энергии, произведенной на единицу затраченного энергоносителя.

Энергетический показатель ПМ  $\mathcal{E}_{\text{п.ПМ}}$  характеризует в данный момент времени относительную величину механической энергии, подведенной к рабочему органу, по отношению к величине механической энергии, переданной от двигателя в трансмиссию.

Энергетический показатель ЗТМ  $\mathcal{E}_{\text{п.ЗТМ}}$  ( $\text{kVt}/(\text{кг}/\text{ч}) = 3600 \text{ кДж}/\text{кг}$ ) характеризует в данный момент времени количество механической энергии, подведенной к РО на единицу затраченного энергоносителя.

Энергетический показатель процесса взаимодействия РО ЗТМ с грунтом  $\mathcal{E}_{\text{п.гр}}$  ( $\text{m}^3/\text{ч})/\text{kVt} = \text{m}^3/(3600 \text{ кДж})$  характеризует в данный момент времени количество готовой продукции (в данном случае — количество разработанного грунта), произведенной на единицу затраченной на РО механической энергии.

Энергетический показатель процесса функционирования технической системы "ЗТМ — грунт"  $\mathcal{E}_{\text{п.}}(t)$ , ( $\text{m}^3/\text{ч})/(\text{кг}/\text{ч}) = \text{m}^3/\text{кг}$ , характеризует в данный момент времени количество готовой продукции (разработанного грунта), произведенной на единицу затраченного энергоносителя.

**Заключение.** Феноменологические модели (1) и (8) четко отражают физический характер процесса функционирования технической системы (в данном случае системы "ЗТМ — грунт") — системность и энергетическую направленность. Эти модели позволили обосновать единые для системы и ее подсистем энергетический показатель и кри-

терий эффективности процесса функционирования

$$\mathcal{E}_{\text{п}} = \prod_{i=1}^n \mathcal{E}_{\text{п.}i} \geq \max, \text{ которые служат основой для организации управления этим процессом.}$$

Предложенный энергетический показатель  $\mathcal{E}_{\text{п}}$  в отличие от других, в том числе и КПД, является системным универсальным показателем эффективности, так как позволяет оценить эффективность функционирования технической системы (в данном случае системы ЗТМ — грунт) и ее отдельных подсистем на любом режиме работы (установившемся, неустановившемся), на любом этапе трансформации энергетического потока (от его генерации в двигателе до реализации на рабочем органе в разработанный грунт). К тому же он является интегральным показателем.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Бузин Ю. М. Системный подход — основа анализа и синтеза рабочего процесса землеройно-транспортной машины // Строительные и дорожные машины. 2002. № 10. С. 36—41.
- Бузин Ю. М. Энергетическая основа рабочего процесса землеройно-транспортной машины // Строительные и дорожные машины. 2002. № 4. С. 32—35.
- Физический энциклопедический словарь / Гл. ред. акад. А. М. Прохоров. М.: Сов. энциклопедия, 1984. 944 с.
- Двигатели внутреннего сгорания: Учеб. для вузов / А. С. Хачин, К. А. Морозов, В. И. Трусов и др. М.: Высшая школа, 1978. 280 с.
- Иродов И. Е. Основные законы механики. М.: Высшая школа, 1985. 248 с.
- Дружинин В. В., Конторов Д. С. Системотехника. М.: Радио и связь, 1985. 200 с.
- Пат. 2232234 РФ: МПК E 02 F 9/20. Способ управления процессом копания грунта землеройно-транспортной машины и устройство для его осуществления.

УДК 629.11.012.553.002.8

Р. С. ПЛОТНИКОВ, канд. техн. наук (Ярославский ГТУ)

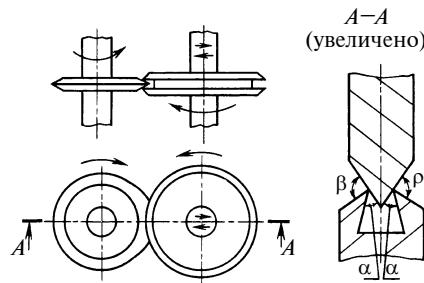
## Устройство с дисковыми ножами для разрезания покрышек

Предложено дисковое ножевое устройство, позволяющее разрезать покрышки не только с текстильным, но и с металлическим кордом, как в каркасе, так и в брекере.

A device with knife disks is proposed allowing to cut the tire-covers not only with textile cord, but and with metal one, both in a shell and in a belt.

Число отслуживших свой век автомобильных покрышек в Российской Федерации растет стремительными темпами. Только в столице ежегодно насчитывается свыше 600 тыс. таких покрышек, и к 2012 г. их число может составить порядка 16 млн. Поэтому необходимо принимать меры по переработке таких покрышек. Одной из проблем является измельчение покрышек. Одна из наиболее сложных и малопроработанных задач — измельчение покрышек, содержащих металлокордные нити не только в брекере, но и в каркасе [1]. Практически все известные в промышленности процессы измельчения покрышек предполагают на начальных стадиях разрезание покрышки на части, для чего предлагается устройство (рисунок), позволяющее разрезать покрышки с металлокордом не только в брекере, но и в каркасе, а также покрышки с текстильным кордом.

Устройство для разрезания покрышки с металлокордом выполнено в виде металлического ролика (колеса) с выемкой и дискового металлического ножа, причем толщина ножа больше ширины выемки. Конические поверхности лезвия ножа, образующие режущую кромку, контактируют с внешними кромками выемки. Внутренние боковые поверхности выемки выполнены коническими. Ролик имеет также внешние конические поверхности. В сечении устройства плоскостью, в которой расположены оси ножа и ролика, проходящей через зону контакта конических поверхностей ножа и ролика, образующие конических поверхностей лезвия ножа и внешних конических поверхностей ролика расположены под углом  $\beta \approx 90^\circ$ , а образующие внутренних бо-



ковых конических поверхностей выемки и конических поверхностей ножа — под углом  $\alpha \approx 45^\circ$  (см. рисунок, A—A) [2].

Механизм разрушения материала при резании следующий: при погружении ножа в материал покрышки он раздвигается боковыми поверхностями лезвия ножа. В результате как резиновые слои, так и кордные нити последовательно разрываются в зоне резания (в зоне острия лезвия ножа) до полного рассечения материала.

Устройство для разрезания каркасно-брекерно-протекторного браслета покрышки включает дисковый нож, являющийся приводным, и металлический ролик (колесо), установленный с возможностью вращения и подачи (подвода до полного контакта и отвода) к дисковому ножу [3]. Режущая кромка ножа образована коническими поверхностями лезвия. Выемка в ролике в зоне контакта ножа и ролика выполнена с шириной, меньшей толщины ножа. Глубина выемки достаточна для обеспечения контакта поверхностей лезвия с входными кромками выемки. В этом устройстве углы  $\beta \approx 90^\circ$  и  $d \approx 45^\circ$ .

Процесс разрезания покрышки заключается в следующем: между вращающимся с помощью привода металлическим ножом и роликом, установленным с возможностью вращения и перемещения в направлении дискового ножа, подается каркасно-брекерно-протекторный браслет покрышки вплоть до полного его разрезания. Подача осуществляется при контакте ролика и ножа в результате зажима материала между находящимися вне выемок частями конических поверхностей ножа, образующих режущую кромку, и коническими входными частями ролика.

Выполнение режущего лезвия с толщиной, большей ширины выемки в металлическом колесе, обеспечивает в процессе резания фиксацию неразрезанных элементов ар-

мированного каркасно-брекерно-протекторного браслета вследствие зажима разрезаемого материала коническими поверхностями лезвия ножа, образующими режущую кромку, и коническими поверхностями ролика. В результате фрагменты металлического корда и другие фрагменты брекера, фиксируясь в зонах прижима, не попадают в зону разрезания и не заклинивают режущее лезвие.

Стабильное и эффективное разрезание каркасно-брекерно-протекторного браслета покрышки обеспечивается благодаря острым углам внешних кромок выемки ролика. То, что углы  $\beta$  выполнены близкими к  $90^\circ$ , а углы  $\alpha$  — близкими к  $45^\circ$ , обеспечивает возможность разрезания сложного резинотехнического композита, имеющего гетерогенную структуру и филаментарные армирующие, в том числе металлические, компоненты, поскольку резание осуществляется одновременно как острием лезвия ножа, так и остриями внешних кромок выемки ролика. Это способствует одновременному рассечению как неармированной протекторной части каркасно-брекерно-протекторного браслета покрышки, так и его внутренней армированной части. В результате повышаются эффективность и стабильность резания, появляется возможность избежать "непрореза" в результате отхода ножа от ролика. Устройство имеет небольшие габариты.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вещев А. А., Плотников Р. С. Энергосиловой расчет дисковых измельчителей для изношенных шин // Каучук и резина. 2006. № 4. С. 20–25.
2. Пат. 67920 РФ на полезную модель: МПК<sup>7</sup> В 29 В 17/02. Устройство для разрезания покрышки.
3. Заявка 2007121306 РФ: МПК<sup>7</sup> В 29 В 17/02. Устройство для разрезания покрышки.

УДК 621.822.004

С. И. ЗАХАРОВ, канд. техн. наук (г. Ижевск)

## Новый подход к спектральному анализу вибрации с автоматической оценкой состояния вращающихся деталей

Рассматривается оценка состояния подшипников качения и их смазки в процессе эксплуатации способом спектрального распределения амплитуд вибрации, позволяющим установить причины и степень износа тел и дорожек качения.

Evaluation method of frictionless bearings state and their lubrication in the operational process is considered. The method is based on study of spectral distribution of vibrations amplitudes allowing to ascertain the reasons and wearing factor of the bodies and races.

Спектральный анализ вибрации обычно проводится с целью определения амплитудно-частотных составляющих вибrosигнала. В результате такого анализа (например, пик-фактора амплитуд вейвлетов после преобразования Гильберта [1]), наверное, можно получить подробную информацию о характере вибrosигнала и его различных источниках, свидетельствующих о природе дефектов оборудования, смазочного материала или наличии механических помех: на вопрос о том, какой именно дефект есть в оборудовании и насколько он серьезен, можно ответить с помощью встроенных аппаратных средств или программного обеспечения,

дающих возможности для решения этой задачи (преимущественно в подшипниках качения и в зубчатых передачах) [2–5].

В статье рассмотрим определение спектрального состава (распределение во времени) максимальных амплитуд вибрации, характеризующих наличие повреждений в узлах подшипников качения и зубчатых колес, с использованием для прогнозирования остаточного ресурса деталей механизмов [6] соответствующих счетчиков событий износа. Основными регистрируемыми показателями будем считать пик-фактор, пик-фактор высших частот вибрации, энтропию и SPM-M, которые не требуют использования большого числа предварительных данных для контроля и диагностики [7].

На рис. 1 представлен типичный сигнал виброускорения корпуса подшипника качения (на примере подшипника 204, после предуслуги и компрессирования системой автоматической регулировки коэффициента усиления сигнала) с усталостным шелушением внутреннего кольца. Наличие износа в данном случае приводит к резкой эпизодической импульсной реакции узла, выражющейся экстремумами амплитуды виброускорения до 30-кратного превышения его среднеквадратичного значения [8]. Данное явление, видимо, и позволяет контролировать состояние

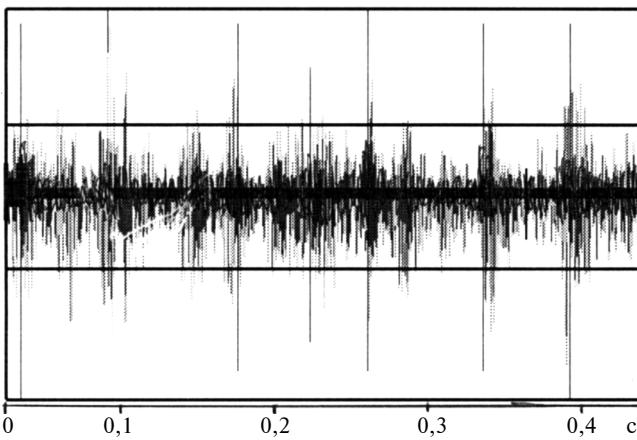


Рис. 1

% max				SPM-M
60	a)		б)	-46 дБ
40				
				-76 дБ
200 1/c (Гц)	0,002 1/c (Гц)	2/10 <sup>7</sup> 1/c (Гц)		

Рис. 2

подшипников качения в процессе эксплуатации на основе регистрации спектра распределения экстремумов амплитуды вибрации во времени (различными методами).

На рис. 2 представлено экспериментальное распределение экстремумов компрессированного сигнала виброускорения

при наличии пробоев масляной пленки в подшипниково-вом узле за интервал времени 600 с (а) и реакция оценки SPM-M на ослабление посадки внутреннего кольца подшипника сушильного цилиндра бумагоделательной машины (б).

Регистрация распределения экстремумов виброускорения использована в экспертной системе контроля кондиции подшипников качения, поставленной на ЦКК, г. Набережные Челны.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бендат Д., Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных. М.: Мир, 1989. 540 с.
2. Совершенствование методов контроля состояния подшипников качения в процессе эксплуатации // С. И. Захаров, И. В. Абрамов, А. А. Сычев, В. М. Мартынов / Вестник машиностроения. 1981. № 8. С. 33–35.
3. Куреж Ж., Годе М. Анализ огибающей — эффективный метод диагностики подшипников качения. Брюль и Кьер: ВО 0319-11.
4. Буте П.-А. Измерение ударных импульсов. Новый метод контроля состояния подшипников качения в процессе эксплуатации. Швеция: SKF, 1971. Доклад. 7 с.
5. Вибродиагностика вращающихся машин: сайт компании Текон, Google. Спектральная вибродиагностика и метод EVAM: www.nt-m.ru.
6. Устройство и способ прогнозирования остаточного ресурса подшипников качения. А. с. 1295262 РФ: МПК<sup>4</sup> G 01 M 13/04.
7. Способ сжатия данных: Заявка 9700176557 РФ: МПК G 01 M 13/04.
8. Закономерность возбуждения вибрации подшипников качения при наличии дефектов питтинга: Заявка М-3-39-95 РФ.

УДК 621.833.1:006.354

Б. А. ПОПОВ (Демиховский машиностроительный завод)

## Об ошибках в формулах ГОСТ 16532—70 "Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии"

В нашей стране расчет геометрии цилиндрических эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления регламентирует ГОСТ 16532—70 [1]. Странным образом в его тексте остаются неисправленными с 1986 г. (момента переиздания ГОСТа) ошибки, вкравшиеся в некоторые формулы, определяющие геометрию зубьев. Так, формула для расчета радиуса кривизны разноименных профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, имеет вид

$$\rho_W = \frac{0,5 W}{\cos \beta_b},$$

правильная же формула должна иметь вид

$$\rho_W = 0,5 W \cos \beta_b, \quad (1)$$

где  $W$  — длина общей нормали;  $\beta_b$  — угол наклона зубьев на основном цилиндре.

Там же, на с. 5, приведена формула для определения расчетного числа зубьев в длине общей нормали

$$z_{W_r} = \frac{z}{\pi} \left[ \frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{\cos \beta_b} - \frac{2x \operatorname{tg} \alpha}{z} - \operatorname{inv}(\alpha_t) \right] + 0,5,$$

в то время как общезвестная формула для определения расчетного числа зубьев, охватываемых общей нормалью, имеет вид

$$z_{W_r} = \frac{z}{\pi} \left[ \frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{\cos^2 \beta_b} - \frac{2x \operatorname{tg} \alpha}{z} - \operatorname{inv}(\alpha_t) \right] + 0,5,$$

т. е.  $\cos^2 \beta_b$  в формуле должен присутствовать во второй степени (см., например, справочник [2]). Впрочем, следует признать, что в данной формуле погрешность, вносимая при расчете по формуле, приведенной в ГОСТ 16532, невелика и практически не влияет на выбор числа зубьев для измерения общей нормали.

На с. 6 ГОСТ 16532 также имеется ошибка в формуле для расчета радиуса кривизны разноименных профилей зубьев в точках контакта поверхности ролика (шарика) с главными поверхностями зубьев: Напечатано

$$\rho_M = 0,5 \left( d_b \operatorname{tg} \alpha_D \frac{D}{\cos \beta_b} \right),$$

тогда как формула должна иметь вид

$$\rho_M = 0,5(d_b \operatorname{tg} \alpha_D - D \cos \beta_b). \quad (2)$$

Также в ГОСТ 16532—70 присутствуют ошибки, которые, очевидно, относятся к погрешностям полиграфического характера или ошибкам набора. Так, на с. 2 межосевое расстояние обозначено греческой буквой —  $\alpha_W$ , а должно быть обозначено латинской буквой —  $a_W$ . На с. 8 формула для угла развернутости профиля зуба, соответствующего начальной точке модификации головки, имеет вид  $v_g = 2\rho_g/d_b$ , а должна иметь вид  $v_g = 2\rho_b/d_b$ .

На с. 39 формула для радиуса кривизны профиля зуба в верхней граничной точке однопарного зацепления имеет вид  $\rho_i = \rho_p + \rho_a$ , а должна иметь вид  $\rho_i = \rho_p + \rho_a$ , т. е. здесь вместо латинской буквы  $\rho$  набрана греческая буква  $\rho$ .

Можно предположить, что "долгожительство" указанных ошибок объясняется тем, что 99 % пользователей ГОСТ 16532—70 не доходят в своих расчетах до определения радиуса кривизны профиля зуба в точке контакта с губками нормалемера [формула (1)] или тем более в точке контакта шарика с боковыми поверхностями зуба косозубого венца [формула (2)], а оставшиеся пользователи (1 %) ис-

пользуют в своей работе программы, написанные в соответствующих организациях, где действительно проектируются сложные зубчатые приводы и еще до появления в печати ГОСТ 16532 применялся весь арсенал средств повышения несущей способности зубчатых зацеплений. Тем не менее, на наш взгляд, назрела необходимость переиздания ГОСТ 16532. С учетом современного уровня вычислительной техники и насыщенности ею проектных организаций имеет смысл отказаться в целом от приложения 1 к ГОСТ 16532, в котором приведена методика так называемого упрощенного расчета геометрии зубчатых передач, предусматривающая использование большого числа номограмм, графиков и иных инструментов, превращающих его, без преувеличения, в искусство. При переиздании ГОСТ 16532 целесообразно было бы устранить ошибки, присутствующие в разделе "точного" расчета геометрии зубчатых цилиндрических передач, отмеченные в данной статье.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 16532—70 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. М.: Изд-во стандартов, переиздание. Ноябрь 1986. 43 с.
2. Зубчатые передачи: Справочник / Под общ. ред. Е. Г. Гинзбурга. Л.: Машиностроение. 1980. 416 с.

## Выставка "Нефтегаз-2008"

В г. Москве на территории ЦБК "Экспоцентр" с 23 по 27 июня 2008 г. проходила двенадцатая международная выставка оборудования и технологий для нефтегазового комплекса. Организаторы выставки — ЦВК "Экспоцентр" и фирма "Мессе Дюссельдорф ГмбХ" (Германия). В выставке приняли участие более 1000 экспонентов, из которых около 600 — российские. Экспонаты отразили динамику роста консолидированного подхода российских и иностранных компаний к проблемам развития нефтегазового комплекса и продвижение на российский рынок современного оборудования и технологий нового поколения.

В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов и предложений предприятий-разработчиков.

**Уральский машиностроительный завод бурового оборудования (г. Екатеринбург)** демонстрировал на выставке: буровые насосы, роторы, лебедки и другое оборудование.

**Буровой трехпоршневой насос мод. НБТ-1200L** для подачи раствора в процессе бурения глубоких разведочных и эксплуатационных скважин. Ход поршня — 300 мм; зубчатое зацепление кривошипно-шатунного механизма — шевронное, с углом наклона зуба 30°; конструкция клапанной коробки L-образная; давление жидкости на входе не менее 0,2 МПа; давление охлаждающей жидкости при подаче в цилиндропоршневую группу 0,15 МПа; масса насоса 19,75 т. Для повышения контактной выносливости зубьев зубчатой передачи шестерня и колесо прошли объемную термообработку и поверхностное упрочнение методом ионного азотирования.

**Буровая лебедка мод. ЛБУ-1200Д-1** является основным механизмом спускоподъемного комплекса буровой установки. Ее основные функции — наматывание, сматывание и стопорение ведущей струны талевого каната при спуске и подъеме бурового инструмента, спуске обсадных труб, подаче инструмента на забой, подъеме и опускании вышки, аварийном подъеме инструмента. Максимальная грузоподъемность лебедки 320 т. Расчетная мощность 710 кВт. Диаметр талевого каната 32 мм. Число скоростей подъем-



нога вала — 5. Диаметр и длина барабана соответственно 800 и 1030 мм. Тормозная система — ленточный тормоз с управляемым балансиром. Габаритные размеры лебедки 7407 × 2775 × 2576 мм, масса 23,872 т.

**Ротор мод. Р-700** для вращения бурового инструмента и поддержания колонны буровых или обсадных труб при спускоподъемных операциях в процессе бурения нефтяных и газовых скважин. Диаметр отверстия ротора 700 мм; частота вращения — 250 мин<sup>-1</sup>. Передаточное число от приводного вала до ротора 3,61. Габаритные размеры ротора 2272 × 1545 × 680 мм, масса 4,85 т.

**Компания ООО "Борец" (г. Москва)** предложила потребителям компрессорное оборудование различного назначения.

**Винтовая воздушная компрессорная установка мод. "Штурм-4200"** для сжатия атмосферного воздуха, работающая в автоматическом режиме, изготовлена с применением импортных комплектующих. Установка удобна в эксплуатации, не требует постоянного присутствия персонала, благодаря хорошей шумоизоляции и отсутствию вибрации может быть установлена непосредственно на месте потребления сжатого воздуха без специального фундамента. Установка сжимает воздух с температурой 3÷40 °C. Температура сжатого воздуха на 18÷10 °C выше температуры окружающего воздуха, что позволяет применять фильтрационное и осушительное оборудование после компрессора без дополнительного охлаждения. Установка оснащена микропроцессорной системой со встроенным контроллером. Производительность установки до 43,2 м<sup>3</sup>/мин, допустимое давление нагнетания до 1,4 МПа, мощность 250 кВт, уровень шума во время работы 82 дБ. Ее габаритные размеры 2800 × 1920 × 2073 мм, масса 4,03 т.

**Модульные компрессорные станции (МКС)** для сжатия воздуха или промышленных газов. Они представляют собой блок-бокс, внутри которого смонтировано все оборудование с полной трубопроводной обвязкой. В воздушных станциях МКС в качестве элементов сжатия применены воздушные поршневые компрессорные установки. Газовые

станции МКС выпускаются на базе газовых поршневых компрессорных установок. Для охлаждения поршневой компрессорной установки применена замкнутая система с тосолом. В качестве привода применен взрывозащищенный электродвигатель с принудительной продувкой. МКС оснащен системой автоматики, управления и контроля компрессорной установки, а также системой пожаротушения в автоматическом режиме. В состав газовых МКС также входит система газоанализации и принудительной вентиляции.

**Компания "Нефтегазовые системы" (г. Москва)** предложила продукцию разных заводов нефтяного машиностроения.

**Турбогенератор мод. Т-16-2Р УХЛЗ-1** для работы с приводом от паровых и газовых турбин. Исполнение турбогенератора — горизонтальное, закрытое, с самовентиляцией по замкнутому циклу через водяные воздухоохладители. Его мощность 16000 кВт. Соединение фаз обмотки статора на напряжением 6300 В — "звезда". Частота вращения ротора генератора 3000 мин<sup>-1</sup>, КПД 97,7 %, масса 60,2 т.

**Турбогенератор мод. ГГ-2,5-2Р УХЛЗ** для работы в составе газотурбинных электростанций. Генератор выполнен на стояковых подшипниках скольжения с циркуляционной смазочной системой. Он также имеет закрытое исполнение с самовентиляцией по разомкнутому циклу и может быть оснащен блоком воздухоочистки и рециркуляции воздуха. Мощность генератора 2500 кВт, питающее напряжение 6300 В, частота вращения ротора 3000 мин<sup>-1</sup>, КПД 96,8 %, масса 13,9 т.

**Синхронный генератор мод. СГ-600-2 УХЛЗ** для выработки электроэнергии в составе пневмоэлектрогенераторного агрегата за счет энергии технологических перепадов давления газа в системах его добычи, транспортировки и распределения. Расположение вала генератора — горизонтальное, на двух щитовых подшипниках качения. Высота оси вращения 300 мм. Генератор оснащен системой вентиляции по разомкнутому циклу. Мощность генератора 600 кВт, питающее напряжение 400 В, частота вращения ротора 3000 мин<sup>-1</sup>, КПД 89 %, масса 2 т. Устанавливается генератор в специальной капсуле, продуваемой газом (метаном) под давлением 0,6÷4 МПа. Охлаждение блока управления — воздушное. Возбуждение генератора осуществляется от бесщеточной системы возбуждения, включающей бесщеточный возбудитель и блок возбуждения.

**Быстроходный синхронный двухполюсный двигатель мод. СТДМ-2000-23 УХЛ4** для привода насосов, компрессоров, газовых нагнетателей, воздуховодов и других быстроходных механизмов, эксплуатируемых в районах с умеренным и тропическим климатом, во взрывобезопасных помещениях всех классов. Двигатель смонтирован на фундаменте с двумя стояковыми подшипниками. Мощность двигателя 2000 кВт, питающее напряжение 10 кВ, частота вращения ротора 3000 мин<sup>-1</sup>, КПД 96,9 %, масса 7,5 т. Охлаждение двигателя имеет замкнутый цикл и осуществляется встроенными воздухоохладителями, работающими на пресной и морской воде. Нагретый воздух выбрасывается через жалюзи в корпусе статора.

**Частотно-регулируемый высокочастотный электропривод мод. ЧРЭПВ-8000-8200 УХЛ4** с ротором на магнитной подвеске и инвертором (преобразователем частоты). Предназначен для безредукторного привода быстроходных механизмов. Мощность электропривода 8000 кВт, частота вращения ротора 8200 мин<sup>-1</sup>. Диапазон изменения частоты вращения 50÷105 % от номинального.

**Компания ООО "Лысьвенский завод нефтяного машиностроения" (г. Лысьва Пермского края)** представила погруж-

ные электродвигатели различного назначения. Приведем краткое описание одного из них.

**Погружной электродвигатель мод. ЭД8-117ТР** мощностью 300 кВт. Листы статора электродвигателя выполнены с закрытым пазом, для изоляции которого использованы тефлоновые трубы. Радиальные подшипники имеют стопорные устройства, препятствующие их провороту в корпусе. Колодка кабельного ввода изготовлена из полифениленсульффида. Электродвигатель оснащен мелкодисперсным масляным фильтром, выполненным методом порошковой металлургии. Статор пропитан высокотемпературным лаком вакуумным способом. Синхронная частота вращения ротора электродвигателя 3000 мин<sup>-1</sup> при частоте питающего напряжения 50 Гц. Его мощность 8 кВт, КПД 84,5 %, масса 116 кг.

**ООО "Завод "Нефтегазооборудование" (г. Саратов)** предложило потребителям свои новые разработки.

**Система автоматизированного управления технологическим процессом (САУ ТП)** на промышленном предприятии осуществляет: сбор информации о состоянии ТП от датчиков (анalogовых, дискретных типа "сухой контакт"); анализ ситуации и подачу сигналов управления на исполнительные механизмы согласно заложенному алгоритму. Конструктивно САУ состоит из шкафа контроля и управления и вводно-учетного шкафа. САУ ТП выполнена на базе универсальных программируемых контроллеров SIMATIC. Сигналы от датчиков, расположенных во взрывобезопасных помещениях, поступают через блоки искрозащиты. Система оснащена автоматизированным рабочим местом оператора, с которого выполняются следующие операции: графическое отображение части ТП; оперативная настройка параметров контуров локального управления; дистанционное управление оборудованием; контроль сигналов о состоянии ТП и авариях; просмотр журналов событий и аварий; просмотр архивов технологической информации; подготовка и вывод на печать сводок и отчетов.

**Пылеуловитель циклонного типа мод. ПЦТ-400/63-У1** для очистки природного газа от сухих механических примесей и жидкости. Пылеуловитель применяется в компрессорных станциях магистральных газопроводов и в составе блоков очистки и подготовки газа на автоматизированных газораспределительных станциях. Конструктивно он представляет собой сосуд цилиндрической формы с эллиптическим днищем и встроенным батарейными циклонами. Для полного выделения из потока газа конденсата и механических примесей аппарат содержит две секции: ввода и очистки газа и сбора конденсата и механических примесей. Секция ввода и очистки газа состоит из входного патрубка, расположенного в средней части фильтра, и батарейных циклонов, закрепленных неподвижно на нижней решетке. В кольцевом зазоре циклона установлено закручивающее устройство в виде винта с двумя лопастями, расположенными под углом 25°. Секция сбора конденсата и механических примесей расположена в нижней части аппарата и обогревается при отрицательных температурах окружающего воздуха. В нижнюю часть днища врезаны дренажный патрубок и штуцер для сброса конденсата. Для обеспечения контроля секция снабжена штуцерами для двух датчиков. В верхней части аппарата смонтированы выходной патрубок и штуцеры для термометра, манометра и дифференциального манометра. Пылеуловитель очищает газ с содержанием механических примесей 0,005÷0,1 кг/м<sup>3</sup> и жидкостей не более 0,005 кг/м<sup>3</sup>. Степень очистки до 85÷90 %.

*А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК*