



# ВЕСТНИК Машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

**6**  
**2020**

**Главный редактор А.С. БОГОЛЮБОВ**

**Заместитель главного редактора  
Е.А. БОГОЛЮБОВА**

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:**

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

**ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА**

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

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

**ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»**

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2  
Телефон: 8-(495) 269-51-98

Адрес редакции:

**107076, Москва,  
Колодезный пер., д. 2а, стр. 2  
Телефон: 8-(495) 661-38-80.  
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru  
www.mashin.ru**

Журнал зарегистрирован 27 марта 2020 г. за ПИ № ФС 77-78172 в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (РОСКОМНАДЗОР)  
Учредитель: Е.А. Боголюбова

Индекс: **27841** ("Пресса России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",  
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.  
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".  
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.  
Сайт: **www.aov.ru**

# СОДЕРЖАНИЕ

# CONTENTS

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

## DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Мухамедов Ж., Турдалиев В. М., Косимов А. А. — Определения коэффициента кинематической неравномерности вращения зубчато-ременной передачи с составным шкивом . . . . .	3
Черепанов А. П. — Обоснование модели ресурса технических устройств . . . . .	7
Новожилов А. Н., Новожилов Т. А., Волгина Е. М., Колесников Е. Н., Рахимбердинова Д. М. — Моделирование магнитных полей рассеяния обмоток трансформатора на круглом стержне для релейной защиты . . . . .	12
Ванаев В. С. — Методика испытания отбойных молотков на испытательном стенде СОРП . . . . .	16
Валеев Д. Х., Гумеров И. Ф., Карабцев В. С. — Методика определения потерь в трансмиссии двухосных колесных транспортных средств . . . . .	22
Алифов А. А. — Расчет методом прямой линеаризации смешанных параметрических и автоколебаний при неидеальном источнике энергии . . . . .	29
Захаров М. Н., Ермолаев М. М., Зайцева А. В. — Оценка распределения нагрузки между спутниками планетарно-цевочного редуктора . . . . .	34
Леонов О. А., Шкаруба Н. Ж., Вергазова Ю. Г., Голинский П. В., Антонова У. Ю. — Методы и средства контроля качества обработки гильз цилиндров на ремонтных машино-строительных предприятиях . . . . .	40
Малафеев С. И., Малафеева А. А., Коняшин В. И. — Снижение динамических нагрузок в мехатронной системе прокатного стана . . . . .	45

Mukhamedov Zh., Turdaliev V. M., Kosimov A. A. — Determination of the kinematic coefficient of uneven rotation of the gear-belt transmission with a compound pulley . . . . .	3
Cherepanov A. P. — Substantiation of the resource model of technical devices . . . . .	7
Novozhilov A. N., Novozhilov T. A., Volgina E. M., Kolesnikov E. N., Rakhimberdinova D. M. — Modeling of magnetic fields of scattering of transformer windings on a round rod for relay protection . . . . .	12
Vanaev V. S. — Testing technique for jackhammers at the «СОРП» test bench . . . . .	16
Valeev D. Kh., Gumerov I. F., Karabtsev V. S. — Methodology for determining losses in the transmission of two-axle wheeled vehicles . . . . .	22
Alifov A. A. — Calculation by the method of direct linearization of mixed parametric oscillations and self-oscillations with a non-ideal energy source . . . . .	29
Zakharov M. N., Ermolaev M. M., Zaytseva A. V. — Assessment of the load distribution between satellites of a planetary-lantern gearbox . . . . .	34
Leonov O. A., Shkaruba N. Zh., Vergazova Yu. G., Golinitsky P. V., Antonova U. Yu. — Methods and means of quality control of processing of cylinder liners at repair machine-building enterprises . . . . .	40
Malafeev S. I., Malafeeva A. A., Konyashin V. I. — Reducing dynamic loads in the mechatronic system of a rolling mill . . . . .	45

## ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

## MANUFACTURING ENGINEERING

Окулов Р. А., Семенова Н. В. — Разработка математической модели влияния толщины стенки на интенсивность деформации при профилировании труб волочением . . . . .	49
Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И. — Регулирование работы трех-плунжерного насоса . . . . .	52
Матлин М. М., Казанкин В. А., Казанкина Е. Н., Мозгунова А. И. — Контактная жесткость сопряженных поверхностей деталей в условиях динамического нагружения . . . . .	57
Моргунов Ю. А., Саушкин Б. П., Хомякова Н. В. — Анализ точности электро-механической микрообработки . . . . .	60
Димов Ю. В., Подашев Д. Б. — Применение промышленного робота для обработки кромок деталей . . . . .	65
Зайдес С. А., Лэ Хонг Куанг. — Оценка качества правки цилиндрических деталей поперечной обкаткой гладкими плитами . . . . .	72
Цветков М. В., Никитин А. А. — Применение сверхвысокомолекулярного полиэтилена в гидроприводе . . . . .	77

Okulov R. A., Semenova N. V. — Development of a mathematical model of the influence of wall thickness on the strain rate when profiling pipes by drawing . . . . .	49
Velikanov N. L., Naumov V. A., Koryagin S. I. — Regulation of the three-plunger pump operation . . . . .	52
Matlin M. M., Kazankin V. A., Kazankina E. N., Mozgunova A. I. — Contact stiffness of mating surfaces of parts under dynamic loading . . . . .	57
Morgunov Yu. A., Saushkin B. P., Khomyakov N. V. — Analysis of the accuracy of Electromechanical micromachining . . . . .	60
Dimov Yu. V., Potashev D. B. — Application of an industrial robot for processing the edges of parts . . . . .	65
Zaydes S. A., Le Khong Kuang. — Evaluation of the quality of dressing of cylindrical parts by transverse rolling using smooth plates . . . . .	72
Tsvetkov M. V., Nikitin A. A. — Application of ultra-high molecular weight polyethylene in a hydraulic drive . . . . .	77

### Проблемы теории и практики резания материалов

### Problems of theory and practice of materials cutting

Адаскин А. М., Кириллов А. К., Кутин А. А. — Улучшение обрабатываемости резанием жаропрочного сплава на основе хрома . . . . .	79
--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

Adaskin A. M., Kirillov A. K., Kutin A. A. — Improving of machinability by cutting of a heat-resistant alloy based on chromium . . . . .	79
------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

### Обработка материалов без снятия стружки

### Chipless processing of materials

Ганиева В. Р., Сaitова Э. Р., Тулупова О. П., Еникеев Ф. У., Круглов А. А. — Формообразование цилиндрических оболочек из прямоугольных сварных пакетов . . . . .	82
------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

Ganieva V. R., Saitova E. R., Tulupova O. P., Enikeev F. U., Kruglov A. A. — Forming of cylindrical shells from rectangular welded packages . . . . .	82
-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

## ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

## TECHNICAL INFORMATION

Василенко В. Н., Фролова Л. Н., Михайлова Н. А., Драган И. В., Таркаева Д. А. — Оборудование для производства высокоэффективных комбикормов нового поколения . . . . .	86
------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

Vasilenko V. N., Frolova L. N., Mikhaylova N. A., Dragan I. V., Tarkaeva D. A. — Equipment for the production of highly efficient compound feeds of a new generation . . . . .	86
--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

Технический редактор Т. А. Шацкая  
Корректор Н. В. Яшина

Сдано в набор 28.03.2020. Подписано в печать 18.05.2020.  
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

*За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.*

# КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.01

DOI: 10.36652/0042-4633-2020-6-3-6

Ж. МУХАМЕДОВ, канд. техн. наук, В. М. ТУРДАЛИЕВ, д-р техн. наук,  
А. А. КОСИМОВ (НамИСИ, Республика Узбекистан, г. Наманган),  
e-mail: vox-171181@mail.ru

## Определения коэффициента кинематической неравномерности вращения зубчато-ременной передачи с составным шкивом

Проанализированы известные приводные передачи. Предложена зубчато-ременная передача с составным валковым шкивом, включающая в себя упругую резиновую втулку. Получены аналитические выражения для определения коэффициента кинематической неравномерности вращения ведомого шкива, его скоростей и углового перемещения в результате деформации втулки.

**Ключевые слова:** зубчато-ременная передача, шкив, скорость, коэффициент кинематической неравномерности вращения, момент, модуль упругости, жесткость, нагрузка.

Known drive gears are analyzed. A gear-belt transmission with a composite roll pulley, including an elastic rubber sleeve, is proposed. Analytical expressions are obtained for determining the coefficient of kinematic non-uniformity of rotation of the driven pulley, its speeds and angular displacement as a result of deformation of the sleeve.

**Keywords:** gear-belt transmission, pulley, speed, coefficient of kinematic non-uniformity of rotation, moment, elastic modulus, stiffness, load.

В машиностроении применяют различные виды передач: зубчатые, цепные, ременные. Зубчатые передачи отличаются точным передаточным числом, обеспечивают большие передаточные числа и выдерживают высокие нагрузки, но их используют только при небольших расстояниях между валами. При больших расстояниях между валами применяют цепную или ременную передачи [1–5].

В цепной передаче зацепление происходит между цепью и звездочкой. Данная передача имеет существенный недостаток — при

небольшом передаточном числе возникает ударная нагрузка [6–9]. Поэтому ее можно применять только при небольшой скорости. В цепной передаче контакт происходит между двумя жесткими элементами — цепью и цепным колесом. В ременной передаче зацепление осуществляется между ремнем и шкивом, т. е. между жестким элементом и мягким.

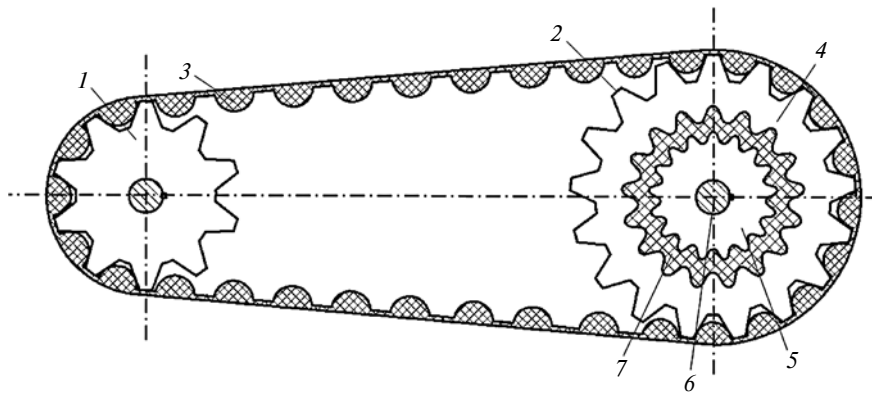
Если зацепление состоит из двух жестких элементов, то необходимо обеспечить точное зацепление без зазора и натяга. Но если в зацеплении с натягом один элемент жесткий, а другой гиб-

кий, то их взаимодействие более эффективно и происходит без ударных нагрузок [10].

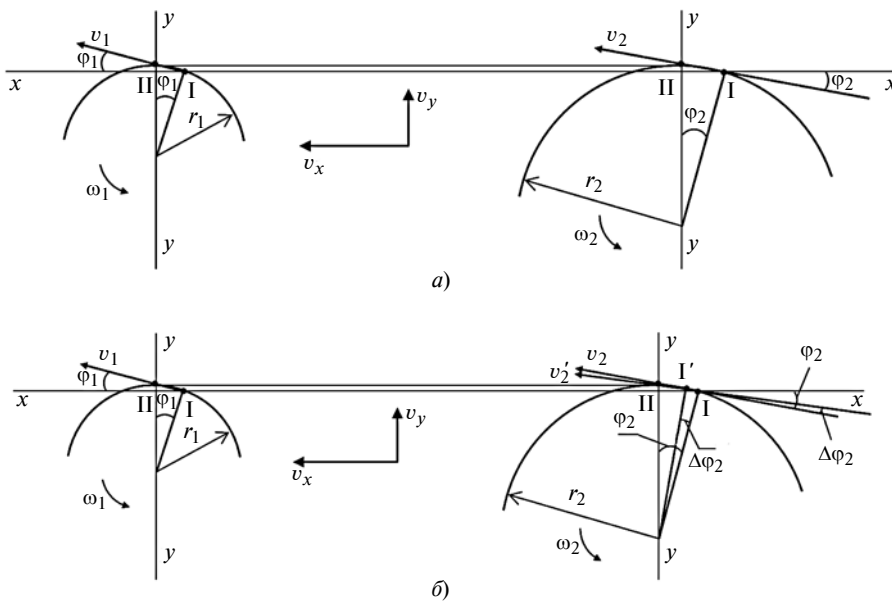
Ременная передача, как правило, представляет собой фрикционную передачу с клиновым ремнем или передачу с зацеплением зубчатым ремнем. Фрикционную передачу используют при высоких нагрузках. Гибкий элемент такого зацепления выполняют из эластичного материала, например из резины или пластика. При работе данной передачи неизбежны упругое проскальзывание и упругая деформация.

Исследования, представленные в работах [11–13], показали, что во фрикционных передачах упругое скольжение в паре трения возникает при любой нагрузке. В работе [14] предложен уточненный метод определения коэффициента, учитывающего нагрузку и режим работы передачи. Автор работы [15] решил обратную задачу — по заданной долговечности ремня определил максимальное напряжение ведущей ветви и напряжение начального натяжения, окружное усилие и площадь сечения, обеспечивающую заданную долговечность. Расчеты долговечности ременных передач рассмотрены в работах [16–18].

Зубчатая ременная передача имеет точное передаточное число и сконструирована так, что благодаря точному зацеплению элементов ремня с ременным шкивом исключаются проскальзывание ремня и холостое вращение шкива. Но данная конструкция применима только при небольшой нагрузке.



**Рис. 1.** Зубчато-ременные передачи с составным ведомым шкивом с резиновой втулкой: 1 и 2 — ведущий и ведомый шкивы; 3 — зубчатый ремень; 4 — внешний зубчатый обод; 5 — ступица шкива; 6 — вал; 7 — резиновая втулка



**Рис. 2.** Расчетные схемы зубчато-ременной передачи при входе зуба ремня в зацепление с зубом ведущего шкива (а) и выходе из зацепления (б)

Надежность зубчато-ременной передачи определяется надежностью приводного зубчатого ремня. Мировой опыт промышленной эксплуатации зубчато-ременных передач показал, что преобладающим видом повреждения зубчатых ремней, оснащенных износостойким покрытием рабочей поверхности, является усталостное разрушение зубьев (75÷80 %) [19].

Приводной зубчатый ремень при передаче мощности испытывает комплекс ударных нагрузок, вызывающих изменение его напряженно-деформированного

состояния. Это предопределяет интенсивность протекания деструктивных явлений, определяющих несущую способность и долговечность передачи и ведущих к потере ее работоспособности [20, 21]. При малопеременных нагрузках применение обычных зубчато-ременных передач не предлагается.

Разработана новая конструкция зубчато-ременной передачи с составным ведомым шкивом (рис. 1).

В обычных зубчато-ременных передачах скорость  $v_1$  зуба ремня, входящего в зацепление с зубом

ведущего шкива, по мере поворота остается постоянной, меняется ее направление, что приводит к изменению проекций скорости  $v_1$  на оси  $X$  и  $Y$  (рис. 2, а) [22, 23]:

Положение I:

$$v_{x \max} = v_1 \cos \varphi_1;$$

$$v_{y \max} = v_1 \sin \varphi_1.$$

Положение II:

$$v_{x \min} = v_1 \frac{\omega_1 t}{2 \cdot 10^3 \sin \varphi_1};$$

$$v_{y \min} = 0.$$

Тогда средняя скорость ремня составит:

$$v_{x \min} = \frac{1}{2} (v_{x \min} + v_{x \max}) = \frac{\omega_1 t}{4 \cdot 10^3} \left( \operatorname{ctg} \varphi_1 + \frac{1}{\sin \varphi_1} \right).$$

Скорость  $v_2$  зуба, выходящего из зацепления с ведомым шкивом, и угловая скорость  $\omega_2$  зависят от движения шкива (рис. 2, б):

Положение I:

$$v_{2 \min} = v_1 \frac{\cos \varphi_1}{\cos \varphi_2};$$

$$\omega_{2 \min} = \omega_1 \frac{r_1 \cos \varphi_1}{r_2 \cos \varphi_2}.$$

Положение II:

$$v_{2 \max} = v_1; \quad \omega_{2 \max} = \omega_1 \frac{r_1}{r_2}.$$

Неравномерность угловой скорости ведомого шкива характеризуется коэффициентом кинематической неравномерности вращения:

$$\delta_k = 2 \frac{\omega_{2 \max} - \omega_{2 \min}}{\omega_{2 \max} + \omega_{2 \min}} = 2 \frac{1 - \frac{\cos \varphi_1}{\cos \varphi_2}}{1 + \frac{\cos \varphi_1}{\cos \varphi_2}}.$$

Рассмотрим следующий этап движения зубчато-ременной передачи с составным ведомым шкивом. Средняя скорость остается постоянной, а окружная и угловая скорости ведомого шкива изменяются в зависимости от дополнительного угла  $\Delta\varphi_2$  поворота шкива:

Положение I:

$$v'_{2\min} = v_1 \frac{\cos\varphi_1}{\cos(\varphi_2 + \Delta\varphi_2)};$$

$$\omega_{2\min} = \omega_1 \frac{r_1 \cos\varphi_1}{r_2 \cos(\varphi_2 + \Delta\varphi_2)}.$$

Положение II:

$$v'_{2\max} = v_1; \quad \omega_{2\max} = \omega_1 \frac{r_1}{r_2}.$$

При этом коэффициент кинематической неравномерности вращения составит:

$$\delta_k = 2 \frac{1 - \frac{\cos\varphi_1}{\cos(\varphi_2 - \Delta\varphi_2)}}{1 + \frac{\cos\varphi_1}{\cos(\varphi_2 - \Delta\varphi_2)}}. \quad (1)$$

На рис. 3 представлен составной шкив в разрезе, который при теоретических исследованиях будем рассматривать как резинометаллический шарнир. Данные шарниры применяют в узлах в качестве упругих элементов, которые обеспечивают коаксиальное кручение и осевой сдвиг. Деформация закручивания полого цилиндра из однородного материала рассмотрена в монографии [24], в которой рассмотрен частный случай и задача сведена к системе двух трансцендентных уравнений относительно эйлеровых радиальной и окружной координат в деформируемой конфигурации. В работах [25–28] приведено аналитическое решение задач коаксиального закручивания и осевого сдвига цилиндра из несжимаемого материала на основании однопараметрической формы упругого потенциала.

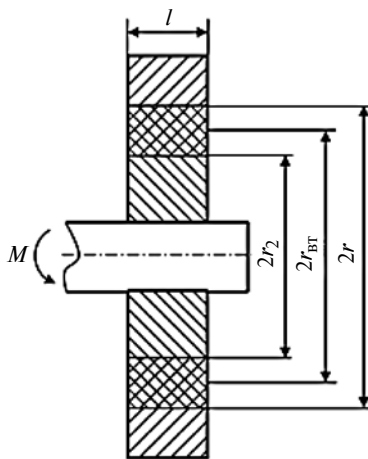


Рис. 3. Составной шкив в разрезе

Из теории упругости энергия деформации и касательное напряжение в теле объемом  $V$  определяют формулы [29, 30]:

$$\Pi = \frac{\tau^2 V}{2G}; \quad \tau = \frac{M}{2\pi r_2^2 l},$$

где  $\tau$  — касательное напряжение в материале, соответствующее деформации;  $G$  — модуль упругости материала, Па;  $M$  — внешний момент, Н·м.

Приняв в качестве деформируемого тела объем элементарного цилиндра и приравняв энергию деформации резиновой втулки к работе внешнего момента  $M$ , получим:

$$dV = 2\pi r l dr; \quad \frac{1}{2} M \Delta\varphi_2 = \int_V \frac{\tau^2 dV}{2G}.$$

Подставив значение  $\tau$  из формулы (2) и проинтегрировав в пределах от  $r_2$  до  $r_{BT}$ , получим:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} M \Delta\varphi_2 &= \frac{M^2}{4\pi G l} \int_{r_2}^{r_{BT}} \frac{dr}{r^3} = \\ &= \frac{M^2}{4\pi G l} \frac{r_{BT}^2 - r_2^2}{2r_{BT}^2 r_2^2}, \end{aligned}$$

следовательно,

$$\Delta\varphi_2 = \frac{M^2}{4\pi G l} \frac{r_{BT}^2 - r_2^2}{r_{BT}^2 r_2^2}. \quad (2)$$

Поставив значение  $\Delta\varphi_2$  из формулы (3) в выражение (1), получим:

$$\begin{aligned} \delta_k &= \\ &= 2 \frac{1 - \frac{\cos\varphi_1}{\cos\left(\varphi_2 - \frac{M}{4\pi G l} \frac{r_{BT}^2 - r_2^2}{r_{BT}^2 r_2^2}\right)}}{1 + \frac{\cos\varphi_1}{\cos\left(\varphi_2 - \frac{M}{4\pi G l} \frac{r_{BT}^2 - r_2^2}{r_{BT}^2 r_2^2}\right)}}. \quad (3) \end{aligned}$$

Решением уравнения (4) можно определить пределы изменения угловой скорости шкива, а выбором закона его движения можно обосновать его параметры.

Численное решение задачи кинематики зубчато-ременной передачи выполняли при следующих значениях:  $M = 80 \div 120$  Н·м;  $G = 1 \div 3$  МН/м<sup>2</sup>;  $\varphi_1 = 30^\circ$ ;  $\varphi_2 = 30^\circ$ ;  $l = 0,03$  м;  $r_{BT} = 1$  м;  $r_2 = 0,8$  м.

#### Пример и результаты расчета

Расчеты показали, что при повышении внешнего момента коэффициент  $\delta_k$  кинематической неравномерности ведомого шкива увеличивается, его изменение имеет линейный характер, а повышение модуля  $G$  упругости резиновой втулки ведомого шкива приводит к уменьшению коэффициента  $\delta_k$  кинематической неравномерности шкива (рис. 4).

На рис. 5. приведены зависимости изменения коэффициента  $\delta_k$  от модуля  $G$  упругости

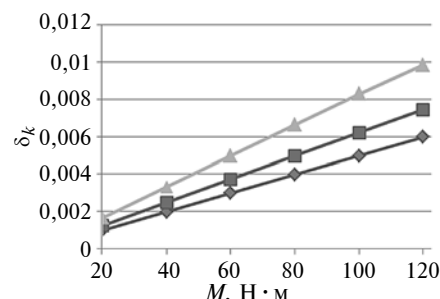


Рис. 4. Зависимости коэффициента  $\delta_k$  кинематической неравномерности вращения шкива от внешнего момента  $M$  при  $G = 2,5$  (—◆—); 2 (—■—); 1,5 МН/м (—▲—)

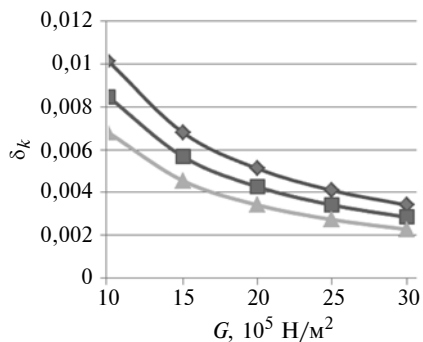


Рис. 5. Зависимости изменения коэффициента  $\delta_k$  кинематической неравномерности шкива от модуля  $G$  упругости втулки при  $M = 120$  (-♦-);  $100$  (-■-);  $80 \text{ Н} \cdot \text{м}$  (-▲-)

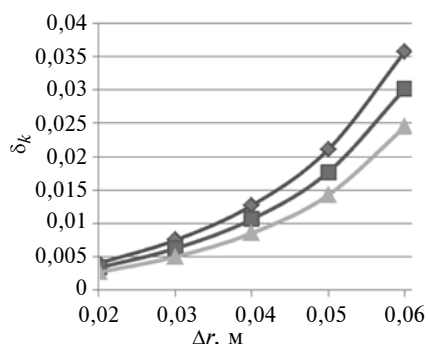


Рис. 6. Зависимости изменения коэффициента  $\delta_k$  кинематической неравномерности шкива от толщины  $\Delta r$  резиновой втулки шкива при  $M = 120$  (-♦-);  $100$  (-■-);  $80 \text{ Н} \cdot \text{м}$  (-▲-)

резиновой втулки шкива. При  $M = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$  и повышении модуля  $G$  упругости втулки с 1 до  $3 \text{ МН/м}^2$  коэффициент  $\delta_k$  снижается нелинейно.

Анализ полученных зависимостей (рис. 6) показал, что с увеличением толщины  $\Delta r = r_{\text{вт}} - r_2$  втулки шкива повышается коэффициент кинематической неравномерности  $\delta_k$  ведомого шкива, и это изменение нелинейное.

Таким образом, получены аналитические выражения для определения максимальных и минимальных значений линейных и угловых скоростей шкивов, коэффициента кинематической неравномерности вращения ведомого шкива зубчато-ременной передачи. Используя полученные зависимости, можно определить значения конструктивных парамет-

ров исследуемого узла для обеспечения требуемых эксплуатационных показателей.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Иванов М. Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1976. 399 с.
2. Ряховский О. А. Детали машин. М.: Дрофа, 2008. 541 с.
3. Пронин Б. А., Ревков Г. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи. М.: Машиностроение, 1980. 320 с.
4. Эргашов М., Максудов Р., Усмонкулов А. Теория расчета натяжения ремня передаточного механизма, движущегося в стационарном режиме. Ташкент: Фан, 2004. 257 с.
5. Джураев А. Д., Мансурова Д. С. Кинематический и динамический анализ ременных передач с составными шкивами. Худжанд: Рахима Джалила, 2017. 208 с.
6. Беляев А. К. Динамическая устойчивость зубчато-ременной передачи // Известия вузов. Приборостроение. 2010. № 2. С. 20—24.
7. Джураев А., Давидбоев Б., Мамахонов А. Кинематический и динамический анализ цепной передачи с упругим элементом и натяжным устройством. Ташкент: Навруз, 2014. 140 с.
8. Мамахонов А. Цепная передача для технологических машин с использованием натяжного ролика из резинового материала // Междунар. науч.-практ. конф. «Актуальные проблемы создания и использования новых материалов и оценки их качества». Москва. 2007. С. 267—272.
9. Флик Э. П. Механические приводы сельскохозяйственных машин. М.: Машиностроение, 1984. 272 с.
10. Кенжабоев Ш., Турдалиев В., Абдуллажонов А. Инновационная конструкция ременной передачи для приводов технологических машин // Сб. мат. Междунар. конф. «Перспективы интенсивного подхода к инновационному развитию». Наманган. 2018. С. 351—352.
11. Вирабов Р. В. Тяговые свойства фрикционных передач. М.: Машиностроение, 1982. 263 с.
12. Вирабов Р. В., Чепурной С. И. Тяговые свойства клиноременной передачи // Вестник машиностроения. 1981. № 4. С. 20—27.
13. Пожбелко В. И. Силовые закономерности упруго-деформируемой ременной передачи (новая постановка задачи Эйлера) // Известия Челябинского научного центра. 2000. № 3. С. 58—62.
14. Пожидаев Н. Н., Богданов Э. Ф. К расчету клиноременных передач

кривошипных прессов на долговечность // Тр. МВТУ. № 263. М.: Машиностроение. 1978. С. 88—100.

15. Буланов Э. А., Зубарев А. Расчет ременных передач на заданный ресурс // Вестник машиностроения. 1995. № 1. С. 18—20.

16. Буланов Э. А. Расчет ременных передач // Вестник машиностроения. 2001. № 12. С. 14—21.

17. Воробьев И. И. Ременные передачи. М.: Машиностроение, 1979. 168 с.

18. Явтушенко А. В. Повышение надежности клиноременных передач механических прессов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2013. № 5. С. 59—62.

19. Баханович А. Г., Сидоренко И. И., Кравцов Э. Д. Сравнительный анализ усталостной прочности зубьев приводных зубчатых ремней // Тр. Одесского политехнического университета. 2011. № 1 (35). С. 34—37.

20. Баханович А. Г. Теория и практика зубчато-ременных передач. Минск: БИТУ, 2008. 209 с.

21. Кравцов Э. Д., Клименко А. А. Исследование напряженно-деформированного состояния зубчатых ремней методом конечного элемента // Детали машин. 1983. № 37. С. 19—22.

22. Готовцев А. А., Котенок И. П. Проектирование цепных передач: Справочник. М.: Машиностроение, 1982. 336 с.

23. Мамаханов А. Кинематический и динамический анализ цепных механизмов почвообрабатывающих агрегатов: Дис. ... канд. техн. наук. Ташкент. 2012. 167 с.

24. Лурье А. И. Нелинейная теория упругости. М.: Наука, 1980. 512 с.

25. Лавендел Э. Э. Расчет резино-металлических изделий. М.: Машиностроение, 1976. 232 с.

26. Масленников В. Г., Сиротин М. И. Расчет предварительнонапряженных сварных резинометаллических шарниров // Каучук и резина. 1977. № 9. С. 28—31.

27. Потураев В. Н., Дырда В. И. Резиновые детали машин. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.

28. Ахундов В. М., Скрипочка Т. А. Моделирование сварного резинометаллического шарнира коаксиальное кручение // Современные проблемы металлургии. 2010. № 3. С. 45—51.

29. Мухамедов Ж., Турдалиев В., Абдуллажонов А. Кинематика зубчато-ременной передачи для технологических машин // Сб. мат. Междунар. конф. «Перспективы интенсивного подхода к инновационному развитию». Наманган, 2018. С. 355—356.

30. Потураев В. Н. Резиновые и резинометаллические детали машин. М.: Машиностроение, 1966. 300 с.

А. П. ЧЕРЕПАНОВ, д-р техн. наук (Ангарский ГТУ, г. Ангарск), e-mail: boning89@mail.ru

## Обоснование модели ресурса технических устройств

Теоретически обоснована модель ресурса, которая может быть применена для прогнозирования и оценки проектного, исходного, текущего и остаточного ресурсов технических устройств. Дано математическое описание модели ресурса на основе графической интерпретации прогноза и коррекции, позволяющей представить взаимосвязь между исходным, фактическим и прогнозируемым (будущим) состояниями, характеризующими поврежденность и износ компонентов технических устройств за некоторый интервал времени. Получена экспоненциальная зависимость ресурса на всем протяжении от проектирования до достижения предельного состояния и на различных этапах жизненного цикла технических устройств.

**Ключевые слова:** безопасность, вероятность, модель, ресурс, риск, техническое состояние, устройство.

A resource model is theoretically substantiated, which can be used to predict and evaluate the design, initial, current and residual resources of technical devices. A mathematical description of the resource model is given on the basis of a graphical interpretation of the forecast and correction, which allows us to represent the relation between the initial, actual and forecasted (future) states characterizing the damage and wear of the components of technical devices over a certain time interval. The exponential dependence of the resource is obtained over the entire period from design to reaching the limit state and at various stages of the life cycle of technical devices.

**Keywords:** safety, probability, model, resource, risk, technical condition, device.

Прогнозирование ресурса технических устройств (ТУ) проводится с использованием известных моделей различного вида, каждая из которых имеет свои достоинства и недостатки, однако на практике применяется только небольшая часть из них. Рассмотрим наиболее применяемые модели ресурса.

Вероятностные модели определения ресурса ТУ [1] построены на основе вероятности безотказной работы и определяются «кривой выживаемости» (survivor curve) типа Айова [2]. Кривая выживаемости служит для определения остаточного срока службы и характеризует процесс выбытия из эксплуатации ТУ по мере достижения им предельного состояния. Применительно к оценке ресурса машин подобные модели рассмотрены в работе [3]. Для описания срока службы используют логнормальное распределение, которое наряду с распределением Вейбулла получило развитие в теории надежности сложных технических систем и конструкций. Выбор вида распределения определяется

характером преобладающих физических процессов изнашивания, наличием исходной информации и возможностями вычислительных процедур [4]. Так называемый гамма-процентный ресурс, оцениваемый с заданной вероятностью и относительной ошибкой расчета, приведен в работах [1, 5].

Модели, использующие статистический подход, например представленная в работе [6], наиболее приемлемы в реальных ситуациях, когда потеря работоспособности (стоимости) в основном обусловлена физической деградацией ТУ. Остаточный срок службы (остаточный ресурс) в них рассматривается как случайная величина, которую можно описать вероятностными моделями [1], что расширяет возможности линейной, экспоненциальной, детерминированной модели износа и методов его оценки. Модели прогнозирования ресурса [6] наиболее полно соответствуют физическим процессам изнашивания, учитывают, что фактический срок службы с достаточной вероятностью безотказной работы может превышать нормативный срок службы (ресурс). Но опасность ТУ для окружающей среды, степень износа и оценка их фактического технического состояния по результатам технического диагностирования (ТД) в этих моделях не учитываются.

Модель прогнозирования ресурса ТУ типа сосудов и аппаратов, основанная на данных ТД и на выборе критериев предельных состояний, получила распространение на практике и в нормативных документах (в частности, в документе [7]). Однако ее использование обуславливает погрешности оценки ресурса от 50 до 114 % [8]. Это связано с тем, что в модели применен упрощенный подход к оценке ресурса по скорости коррозионного изнашивания стенок, по числу циклов нагружения, по снижению предела прочности и предела выносливости основных несущих элементов ТУ. В модели не учитываются запасы прочности, запасы толщин стенок и другие факторы, влияющие на ресурс, что в результате и приводит к снижению точности оценки ресурса ТУ.

Из сказанного следует, что одна из мер снижения риска при эксплуатации ТУ, во-первых, состоит в создании модели прогнозирования ресурса, учитывающей закономерность изменения параметров технического состояния ТУ, во-вторых, она должна учитывать большее число факторов, влияющих на ресурс, и полнее использовать данные ТД. В работах Н. А. Махутова, в частности в книге [9], показано, что наиболее существенное влияние на ресурс оказывают запасы прочности несущих элементов ТУ.

В данной статье рассмотрено обоснование модели ресурса с использованием закономерности перехода от исходного к предельному состоянию на протяжении всего жизненного цикла ТУ. Такой подход в общем виде был рассмотрен в рамках концепции прогнозирования ресурса, предложенной автором статьи в работе [10].

**Математическое описание модели прогнозирования ресурса** рассмотрим на основе метода Эйлера прогноза и коррекции. Описание функции ресурса  $T$  дадим с помощью общего дифференциального уравнения  $n$ -го порядка, которое содержит  $n$  произвольных констант ( $C_1, C_2, \dots, C_n$ ):

$$\{C_1, C_2, \dots, C_n\}y = f(n, T, C_1, C_2, \dots, C_n). \quad (1)$$

Неопределенный интеграл уравнения (1) равен сумме первообразной подынтегрального выражения и постоянной интегрирования:

$$\int g(n)dn = G(n) + C. \quad (2)$$

При решении уравнения (1) требуется проведение  $n$  интегрирований, тогда появляется *такое же число* постоянных интегрирования ( $C_1, C_2, \dots, C_n$ ). Частное решение этого уравнения возможно, если константам интегрирования придать некоторые значения, определив некоторые дополнительные условия, число которых позволяет вычислить все постоянные интегрирования (2). Точное (аналитическое) решение (общее или частное) дифференциального уравнения подразумевает получение искомого решения функции  $y(n)$ , но это возможно далеко не всегда даже для уравнений первого порядка [11]. Покажем описание функции ресурса  $T$  с помощью метода (схемы) Хойна, выполняющего функцию «предиктор» [12], и метода Эйлера (метода трапеций), который выполняет функцию «корректор» [13, 14]. Вычисления по модифицированному методу Эйлера с пересчетом, как известно, делаются в два этапа:

прогноз:

$$\tilde{y}_i = y_{i-1} + (x_i - x_{i-1})f(x_{i-1}, y_{i-1}); \quad (3)$$

коррекция:

$$y_i = y_{i-1} + \frac{(x_i - x_{i-1})}{2} [f(x_{i-1}, y_{i-1}) + f(x_i, \tilde{y}_i)]. \quad (4)$$

Метод «предиктор + корректор» является одним из наиболее популярных многошаговых методов. Схема прогноза (3) и коррекции (4) может быть реализована сочетанием явных (прогноз) и неявных (коррекция) формул Адамса для различных величин  $i$ . В схеме «прогноз + коррекция» в качестве прогноза используется четырехшаговая формула Адамса — Башфорда, а для коррекции — четырехшаговая формула Адамса — Моултона [15].

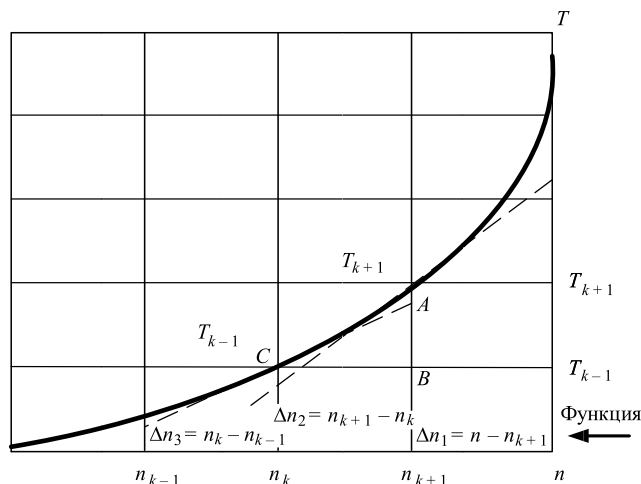


Рис. 1. Графическая интерпретация закономерности перехода от исходного к текущему и далее к предельному состоянию ТУ

Графическую интерпретацию закономерности перехода от исходного к текущему и далее к предельному состоянию покажем на рис. 1. Представим ресурс  $T_k$  как интервал времени между первым ( $t_1$ ), вторым ( $t_2$ ) ТД и далее  $i$ -м интервалом времени между вторым и последующим ( $t_i$ ) ТД (т. е. при  $k = 1, \dots, i$ ), отнесенный к величине этого интервала на ожидаемый период эксплуатации с учетом изнашивания. Предположим, что за предыдущий интервал времени  $T_{k+1}$  (см. рис. 1) запас прочности составлял величину  $n_{k+1}$ , на фактический момент времени  $T_k$  запас прочности равен  $n_k$ , а на ожидаемый период времени (эксплуатации)  $T_{k-1}$  запас прочности снижается до  $n_{k-1}$ . При этом соотношение между предыдущим, настоящим и последующим запасами прочности выражается как  $n_{k+1} \geq n_k \geq n_{k-1}$ ; соответственно, соотношение между временами предыдущего, настоящего и последующего периодов эксплуатации может быть выражено как  $T_{k+1} \geq T_k \geq T_{k-1}$ . Тогда решение общего дифференциального уравнения (1) можно свести к поиску значения интервала времени  $T$  в заданных точках сетки  $\{n_1, n_2, \dots, n_k\}$ , если известны начальные (исходные) значения  $(n_0, T_0)$ , где  $T_0 = y(n_0)$  есть значение функции  $T(n)$  в начальной точке  $n_0$ .

Аппроксимация производной, полученная отнесением конечных приращений зависимой  $T$  и независимой  $n$  переменных, образует узлы равномерной сетки. Численное решение уравнения (1), как известно, заключается в вычислении функции вида  $T(n)$  и ее производных в точках  $\{n_1, n_2, \dots, n_k\}$ .

Для множества значений  $\{n_1, n_2, \dots, n_k\}$  в моменты времени  $T_{k+1}, T_k$  и  $T_{k-1}$  возможно определение значений функции ресурса  $T(n)$  по независимым значениям запасов прочности  $n_{k+1}, n_k$  и  $n_{k-1}$ , которые можно принять за узлы координатной сетки. При  $k = 1, \dots, i$  (или шаге  $\Delta n$  интегрирования) дифференциальному уравнению (1) можно придать фи-



зический смысл, который будет состоять в снижении запаса прочности по мере изнашивания за период времени эксплуатации на соответствующем шаге этой сетки. Для вычисления функции ресурса вида  $T(n)$  и ее производных в некоторых заданных точках  $\{n_1, n_2, \dots, n_k\}$  попытаемся применить численные методы решения для обыкновенного дифференциального уравнения первого порядка, которое решается относительно производной (правая часть уравнения не зависит от первой производной):

$$\frac{dT}{dn} = F(n, T). \quad (5)$$

Умножением уравнения (5) на величину  $dn$  получим уравнение

$$dT = F(n, T)dn. \quad (6)$$

Интегрированием левой и правой частей уравнения (6) между  $k$ -м и  $(k + 1)$ -м узлами сетки можно получить выражения для решения в  $(k + 1)$ -м узле интегрирования, которое определено через значения  $n$  и  $T$  в  $k$ -м узле сетки:

$$\int_{n_k}^{n_{k+1}} dT = \int_{n_k}^{n_{k+1}} F(n, T)dn$$

и

$$T_{k-1} = T_k + \int_{n_k}^{n_{k+1}} F(n, T)dn. \quad (7)$$

Аналогичное решение можно получить интегрированием левой и правой частей уравнения (7) между  $k$ -м и  $(k - 1)$ -м узлами сетки для решения в  $(k - 1)$ -м узле интегрирования, которое также определено через значения независимых  $n$  и зависимых  $T$  в  $k$ -м узле сетки:

$$\int_{n_{k-1}}^{n_k} dT = \int_{n_{k-1}}^{n_k} F(n, T)dn \text{ и}$$

$$T_{k-1} = T_k + \int_{n_{k-1}}^{n_k} F(n, T)dn.$$

Графическая интерпретация закономерности перехода от исходного к текущему и далее к предельному состоянию, показанная на рис. 1, с одной стороны, дает возможность представить взаимосвязь между исходным (прошлым), фактическим (настоящим) и прогнозируемым (будущим) состояниями ТУ за интервал времени  $T$  аналогично методу «предиктор + корректор» [11]. С другой стороны, метод прогноза и коррекции, основанный на аппроксимации производной отношением ко-

нечных приращений зависимой ( $T$ ) и независимой ( $n$ ) переменных между узлами равномерной сетки [13], может быть записан уравнением:

$$\frac{dT}{dn} \approx \frac{\Delta T}{\Delta n} = \frac{T_{k+1} - T_k}{n_{k+1} - n_k} = F(n_k, T_k), \quad (8)$$

где  $T_k$  — искомое значение (настоящее) функции в точке  $n_k$ ;  $T_{k+1}$  — искомое значение (предыдущее) функции в точке  $n_{k+1}$ ;  $\Delta T$  — интервал времени между предыдущим и настоящим искомыми значениями функции в точках  $n_{k+1}$  и  $n_k$ ;  $n_k$  — запас прочности в настоящий момент времени;  $n_{k+1}$  — запас прочности в предыдущий момент времени.

Если преобразовать уравнение (8) и учесть равномерность шага сетки интегрирования, то получим итерационные уравнения, по которым можно вычислить величину  $T_{k+1}$  за предшествующий период или  $T_{k-1}$  за последующий период эксплуатации, если известно  $T_k$  в точке  $n_k$ :

$$\begin{cases} T_{k+1} = T_k + F(n_k, T_k)\Delta n; \\ T_{k-1} = T_k - F(n_k, T_k)\Delta n. \end{cases} \quad (9)$$

Из уравнений (9) следует, что  $F(n_k, T_k)$  есть значение производной функции  $T(n)$  в точке:

$$n = n_k - \frac{dT}{dn} \Big|_{n=n_k}, \quad (10)$$

которое равно тангенсу угла наклона касательной, проведенной к графику функции  $T(n)$  в точке  $n = n_k$ .

Из прямоугольного треугольника  $ABC$  (см. рис. 1), заменив функцию  $T(n)$  на отрезке интегрирования прямой линией, касательной к графику в точках  $n = n_k$ ,  $n = n_{k-1}$ ,  $n = n_{k+1}$  и т. д. (например, правее точки  $C(n_k)$  на шаге  $\Delta n_2 = (n_{k-1} - n_k)$ , находим:

$$T_{k+1} - T_k = (n_{k+1} - n_k)T'(n_k) = \Delta n_1 F(n_k, T_k). \quad (11)$$

Аналогично для смежного с ним треугольника, расположенного левее точки  $C(n_k)$ , находим:

$$T_k - T_{k-1} = (n_k - n_{k-1})T'(n_k) = \Delta n_2 F(n_k, T_k). \quad (12)$$

Таким образом, графическая интерпретация прогноза и коррекции (см. рис. 1) показывает взаимосвязь между прошлым, настоящим и будущим состояниями ТУ за интервал времени  $T$ . Разности  $T_{k+1} - T_k$  и  $T_k - T_{k-1}$ , полученные соответственно по уравнениям (11) и (12), прямо пропорциональны снижению запаса прочности по мере изнашивания ТУ за период времени эксплуатации на соответствующем шаге сетки, например:

$$\begin{aligned} \Delta n_1 &= n - n_{k+1}; & \Delta n_2 &= n_{k+1} - n_k; \\ \text{или } \Delta n_3 &= n_k - n_{k-1}. \end{aligned} \quad (13)$$

Таким образом, можно сделать вывод, что уравнения (11) и (12) показывают функцию  $T(n)$ , в данном случае — зависимость ресурса от величины запасов прочности на соответствующем шаге сетки (13), т. е. на различных отрезках жизненного цикла ТУ. Однако известно, что точное определение функции  $T(n)$  осуществимо только при равномерном шаге сетки при условии, что определена функция  $F(n_k, T_k)$ . Прогнозирование ресурса, как известно из практики, проводится преимущественно с неравномерным шагом сетки  $\Delta n_1, \Delta n_2$  и  $\Delta n_3$ , поскольку процесс ТД затруднительно осуществлять регулярно через равные промежутки времени. Из рис. 1 также видно, что графическая интерпретация показывает только закономерность перехода от исходного состояния к предельному состоянию, но для построения кривой, отражающей истинное изменение ресурса ТУ при снижении запасов прочности его элементов, этого оказалось недостаточно. Применением метода прогноза и коррекции Адамса — Башфорта [15] можно получить значения неизвестных для заданных временных интервалов, например  $\Delta T$  с переменным шагом, однако на практике это требует большого числа вычислительных операций и специальных программ, что не всегда приемлемо для исследователя-прикладника.

В условиях постепенной выработки ресурса запас прочности или запас толщины стенки может быть выражен некоторым конечным числом неотрицательных параметров, которые характеризуют степень поврежденности и износа компонентов ТУ. Можно также сказать, что оценка ресурса ТУ в целом состоит в синтезе полученных частных результатов технических параметров ТУ проведением анализа ТД. В то же время исследователю-прикладнику нужна именно количественная информация, которую затруднительно получить только решением уравнений (3) и (4). Поэтому актуален поиск эффективных способов приближенного нахождения решений дифференциальных уравнений или получения эмпирических зависимостей, которые были бы применимы для расчета ресурса и показывали бы закономерность его снижения на всем протяжении жизненного цикла ТУ аналогично графической интерпретации.

Как показывают уравнения (11) и (12), переход от исходного к фактическому и далее к предельному состоянию согласно выражениям (13) происходит на соответствующем шаге  $\Delta n_k$  сетки и сопровождается снижением запасов прочности или запаса толщины стенки в процессе эксплуатации ТУ. Несмотря на то, что все точки  $n_k$  и  $T_k$ , показанные на рис. 1, принадлежат кривой  $T(n)$ , эти величины являются фиксированными значениями исходного  $n_{и}$ , текущего  $n_k$  и нормативного  $n_{н}$  запасов прочности на соответствующем отрезке времени, опре-

деляющимися как с равномерным, так и с неравномерным шагом сетки. На практике чаще наблюдается неравномерный шаг, который получается в результате проведения ТД по мере необходимости, поэтому износ по относительному снижению запаса прочности, который произошел на момент текущего ТД, также определяется с неравномерным шагом.

**Практическая реализация модели.** Попытаемся получить приближенную зависимость ресурса, которая обеспечивала бы точность, приемлемую для практики. Для этого используем в уравнениях (13) для нахождения величин  $\Delta n_1, \Delta n_2$  и  $\Delta n_3$  исходные, текущие и прогнозируемые значения запасов прочности или запасов толщин стенок, определенных прочностными расчетами.

В работе [16] величина снижения запасов прочности или запасов толщин стенок  $n$  за период  $T$  от начала эксплуатации до достижения предельного состояния принята в качестве показателя изнашивания, который может быть определен разностью  $\Delta n_{и} = n_{и} - n_{н}$ . В работе [4] дано определение главного параметра износа и допустимой совокупной степени износа, связанной с безопасностью ТУ, для которых характерен такой главный параметр, как, например, коррозионный, абразивный, усталостный износ, а также другие виды износа от воздействия высоких и низких температур и давлений химически активных сред, приводящих к деградации механических свойств материала. Там же даны методы определения степени износа, который выражен через коэффициенты физического износа в зависимости от характеристик технического состояния оборудования. В нашем случае в качестве главного параметра износа элементов ТУ рассматривается снижение совокупности запасов прочности, определение которых подробно изложено в работе [9].

Обозначим величину снижения исходного запаса прочности  $n_{и}$  до нормативного запаса прочности  $n_{н}$  в качестве допустимого совокупного износа  $\Delta n_{и} = n_{и} - n_{н}$ . Разделив  $\Delta n_{и}$  на нормативный запас прочности  $n_{н}$ , получим относительное снижение запаса прочности  $\Delta n_{и}/n_{н}$ , величину которого примем за допустимую степень износа за период  $\Delta T$ , выраженную формулой:

$$Z = f(\Delta T) = \frac{n_{и} - n_{н}}{n_{н}}$$

Предположим, что за предыдущий период времени эксплуатации снижение запаса прочности определено разностью  $\Delta n_k = n_{и} - n_k$ ; тогда, как и в предыдущем случае, снижение исходного запаса прочности относительно текущего запаса прочности составит  $\Delta n_{и}/n_k$ , которое можно выразить

степенью износа за предыдущий период времени эксплуатации  $T_{k+1}$  и определить формулой

$$Z_{k+1} = f(T_{k+1}) = \frac{n_u - (n_k - n_n)}{n_k}.$$

Если предположить, что при дальнейшей эксплуатации износ будет сопровождаться таким же снижением запаса прочности, то закономерность его снижения можно определить величиной запаса на износ при последующем периоде эксплуатации  $T_{k-1}$ , который сможет обеспечить безопасность ТУ. В качестве этой величины в работе [10] принято отношение  $n_k/\Delta n_k$ , которое можно выразить величиной запаса на износ при последующем периоде эксплуатации  $T_{k-1}$  и определить формулой

$$K_{k-1} = f(T_{k-1}) = \frac{n_k}{n_u - n_k}. \quad (14)$$

Величину запаса на износ  $K_{k-1}$ , определяемую формулой (14), применим в качестве коэффициента безопасности, который может показать возможную степень износа на последующий период времени  $T_{k-1}$ . Понятие коэффициента безопасности введено в работе Н. А. Махутова, а его формулировка приведена в работе [10]. Прогнозировать ресурс предпочтительно квадратичными зависимостями, как это принято в работе [6], поэтому на данном этапе исследований рассмотрим формулу

$$T_k = t_{\text{э}} \sqrt{\frac{n_k}{n_u - n_k}}. \quad (15)$$

Предположим, что срок  $t_{\text{э}}$  эксплуатации, равный 20 годам, принят за нормативный или определен по методике [9], а исходный запас прочности, заложенный при проектировании, задан величиной  $n_u = 2,5$ . Проведем расчет ресурса по формуле (15) со снижением запаса прочности от 2,5 до 0. По результатам расчета на рис. 2 приведена экспоненциальная зависимость ресурса от запаса прочности, которая показывает, на какую величину уменьшается ресурс при снижении запаса прочности. При этом предполагаем, что запасы прочности, определяемые через конкретные промежутки времени  $T_{k1}, T_{k2}, \dots, T_k$ , соответствуют наработке до 1-го ( $t_{k1}$ ), 2-го ( $t_{k2}$ ), ...,  $i$ -го ( $t_{ki}$ ) ТД, как это предложено в работе [16].

Из формулы (15) следует, что при значениях  $n_u \cong n_k$  степень износа была бы близка к нулю, тогда исходный ресурс составил бы 223 года. Однако фактический запас прочности практически всегда ниже проектного ( $n_u < n_n$ ), например вследствие того, что толщина стенки ТУ выполнена по нижнему предельному отклонению листа, из которого она изготовлена, или из-за погрешности измерения, а

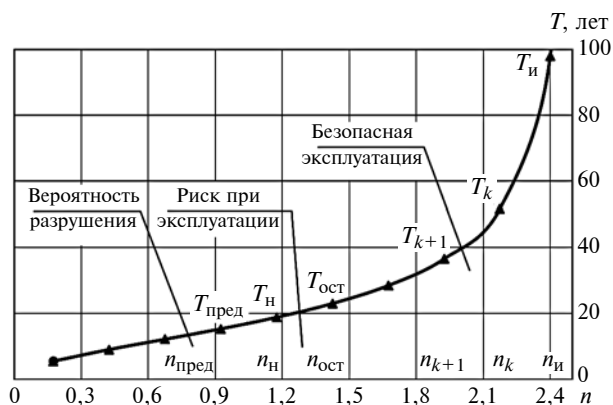


Рис. 2. Экспоненциальная зависимость ресурса  $T$  от величины запаса  $n$  прочности на различных отрезках жизненного цикла ТУ

также других факторов. С учетом этих факторов может быть принят, например, реальный запас прочности  $n_k = 2,4$ , при котором ресурс  $T_k = 98$  г. При снижении запаса прочности до  $n_k = 2,2$  ресурс составит  $T_k = 54$  г. и т. д. В предположении, что безопасная эксплуатация ТУ возможна до достижения остаточного ресурса  $T_k = 24$  г. при  $n_k = 1,5$ , если запас прочности  $n_k < 1,5$ , наступит риск при эксплуатации, и для восстановления работоспособности ТУ потребуются компенсирующие мероприятия, поэтому очевидна необходимость повторного проведения ТД. При достижении запаса прочности  $n_k = 1,0$  возможен риск разрушения ТУ. Согласно рис. 2 предельный ресурс соответствует предельному запасу прочности, равному 1,0, нормативный ресурс соответствует нормативному запасу прочности, равному 1,5. Кроме того, экспоненциальная зависимость (см. рис. 2) показывает: если запас прочности достигнет значения, близкого к нулю, то и ресурс приблизится к нулевому значению.

Результат построения экспоненциальной зависимости (см. рис. 2) подтверждает, что закономерность изменения ресурса при снижении запаса прочности подобна графической интерпретации прогноза и коррекции (см. рис. 1). Ошибка расчетов составила не более 5 %, поэтому применение формулы (15) для расчета ресурса ТУ возможно как при проектировании и прогнозировании достижения предельного состояния ТУ, так и на различных этапах его жизненного цикла.

### Заключение

С применением предложенной модели на основе закономерности перехода от исходного и фактического к предельному состоянию ТУ возможно прогнозирование проектного, исходного и остаточного ресурсов до наступления предельного состояния на протяжении всего жизненного цикла ТУ, что снижает риск при его эксплуатации.

А. Н. НОВОЖИЛОВ, д-р техн. наук (Павлодарский ГУ им. С. Торайгырова), Т. А. НОВОЖИЛОВ, канд. техн. наук (Омский ГУ), Е. М. ВОЛГИНА, Е. Н. КОЛЕСНИКОВ, Д. М. РАХИМБЕРДИНОВА (Павлодарский ГУ им. С. Торайгырова), e-mail: novozhilova\_on@mail.ru

## Моделирование магнитных полей рассеяния обмоток трансформатора на круглом стержне для релейной защиты

Разработана математическая модель, позволяющая с достаточной точностью моделировать магнитное поле рассеяния витка и обмотки с током, расположенные на круглом ферромагнитном стержне. Правильность расчета проверена экспериментальными данными.

**Ключевые слова:** обмотка, трансформатор, релейная защита, магнитное поле, рассеяние, моделирование.

A mathematical model is developed that allows with sufficient accuracy to simulate the magnetic field scattering of the coil and the current windings located on a round ferromagnetic rod. Correctness of the calculation is verified by experimental data.

**Keywords:** winding, transformer, relay protection, magnetic field, scattering, modeling.

Трансформатор является одним из самых важных и дорогостоящих устройств в электроэнергетических системах [1, 2].

Самый ненадежный его элемент — обмотка. В основном надежность обмоток трансформатора зависит от качества изоляции, которое

ухудшается при эксплуатации под воздействием перегрузок [3—6], грозовых и коммутационных перенапряжений [7], а также смещения обмоток при внешних трехфазных коротких замыканиях [8, 9].

Практика показала, что на витковые замыкания (ВЗ) в обмотках трансформатора приходится до 25÷45 % из всех повреждений [2, 3] в зависимости от конструкции и его мощности. При этом затраты на ремонт сопоставимы со стоимостью самих трансформаторов. Известно, что своевременное отключение трансформатора при ВЗ релейной защитой позволяет значительно сократить этот ущерб.

Однако традиционно используемые защиты трансформаторов обладают низкой чувствительностью к ВЗ [5, 7, 10]. Более чувствительны к этому повреждению защиты, работа которых основана на измерении изменения магнитных полей рассеяния в про-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 7)

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Болотин В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1984. 312 с.

2. ANSI SQL STANDART. The 1992 ISO—ANSI SQL standart is available through ANSI as document X3.135—1992 and through ISO as document ISO/EC 9075:1992.

3. Тришин В. Н., Шатров М. В. Основные задачи и технические решения, реализованные в компьютерной системе помощи оценщику и аудитору ASIS // Имущественные отношения в Российской Федерации. 2004. № 11. URL: <http://www.okp-okp.ru/>.

4. Лейфер Л. А., Кашникова П. М. Определение остаточного срока службы машин и оборудования на основе вероятностных моделей. URL: [http://www.labrate.ru/leifer/leifer\\_kashnikova\\_article\\_2007\\_residual\\_service\\_life.htm](http://www.labrate.ru/leifer/leifer_kashnikova_article_2007_residual_service_life.htm)

5. Митрофанов А. В., Киченко С. Б. Расчет гамма-процентного ресурса сосудов и резервуаров // Безопасность труда в промышленности. № 9. 2000. С. 28—33.

6. Махутов Н. А., Пимштейн П. Г. Проблемы безопасности при чрезвычайных ситуациях. Вып. 5. — М.: ГБУ Всероссийский институт научной и технической информации РАН, 1995. 16 с.

7. РД 03-421-01. Методические указания по проведению технического диагностирования технического состояния и определению остаточного срока службы сосудов и аппаратов. М.: ГУП НТЦ «Промышленная безопасность», 2002. 136 с.

8. Ограничение прогнозируемого ресурса и назначаемого срока безопасной эксплуатации оборудования нефтегазового комплекса / Б. А. Красных, С. Н. Мокроусов, Н. А. Махутов и др. // Безопасность труда в промышленности. 2008. № 6. С. 30—33.

9. Махутов Н. А. Конструкционная прочность, ресурс и техногенная безопасность. В 2 ч. Новосибирск: Наука, 2005. Ч. 2: Обоснование ресурса и безопасности. 610 с.

10. Безопасность России. Правовые, социально-экономические и научно-технические аспекты. Управление ресурсом эксплуатации высокорисковых объектов / Под общ. ред. Н. А. Махутова. М.: МГОФ «Знание», 2015. 600 с.

11. Numerical recipes: The Art of Scientific Computing, page 942 «...multistep... Predictor—corrector is a particular subcategory of these methods — in fact, the most widely used». URL: <http://www.nsc.ru/rus/textbooks/akhmerov/nm-ode/1-3.html/>

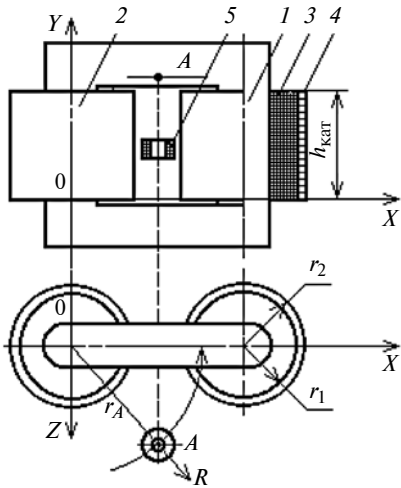
12. <http://www.nsc.ru/rus/textbooks/akhmerov/nm-ode/1-3.html> «1.3.2. Схема Хойна или предиктор-корректор.»/

13. URL: <http://ru.wikipedia.org/wiki/>

14. Chen Wenfang, Kee Daniel D. Advanced Mathematics for Engineering and Science, MA, USA: World Scientific. URL: <http://www.keldysh.ru/comma/html/ode/rk.html/>

15. URL: <http://www.physchem.chimfak.rsu.ru/Source/NumMethods/ODE.html/>

16. Cherepanov A., Lyapustin P. Forecasting Resource as a Method of Increasing the Security // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 253012004. 2017.



**Рис. 1. Схема расположения МТТ защиты трехфазного трансформатора:**

1 — стержень ферромагнитного сердечника; 2 — катушка; 3 — многovitковая обмотка высокого напряжения; 4 — одновитковая расщепленная обмотка низкого напряжения; 5 — магнитный трансформатор тока

цессе эксплуатации трансформатора. Для этого применяют магнитные трансформаторы тока (МТТ) [5, 7].

Схема расположения МТТ защиты однофазного печного трансформатора для рудотермического производства приведена на рис. 1.

Расчет параметров МТТ данных защит, например расчет ЭДС,

невозможен без простого метода моделирования аксиальной составляющей магнитного поля рассеяния обмоток трансформатора и в эксплуатационных режимах, и при ВЗ. На рис. 1 данная составляющая магнитного поля рассеяния направлена вдоль оси  $Y$  в принятой декартовой системе координат.

В большинстве трансформаторах стержни магнитопровода практически круглые [10], а все катушки одинаковые. Магнитное поле рассеяния обмоток такой катушки формируется из магнитных полей отдельных витков. Таким образом, располагая данными о токах в витках и их пространственном расположении, при наличии метода моделирования магнитного поля витка с током на ферромагнитном стержне можно легко осуществить моделирование магнитного поля данной катушки. Однако строгое математическое определение магнитного поля витка на ферромагнитном стержне отсутствует [11, 12].

Поэтому для моделирования магнитного поля рассеяния витка с током на круглом ферромагнитном стержне предлагается использовать метод зеркальных отражений [13]. Для этого поверх-

ность ферромагнитного стержня разворачивают в плоскость  $P$ , перпендикулярную оси  $R$  [10] (рис. 2, а). При этом проводник витка и его отражение разворачиваются в прямолинейные проводники, параллельные данной плоскости.

Расчетные схемы для моделирования магнитных полей проводника и его отражения приведены на рис. 2, б и в.

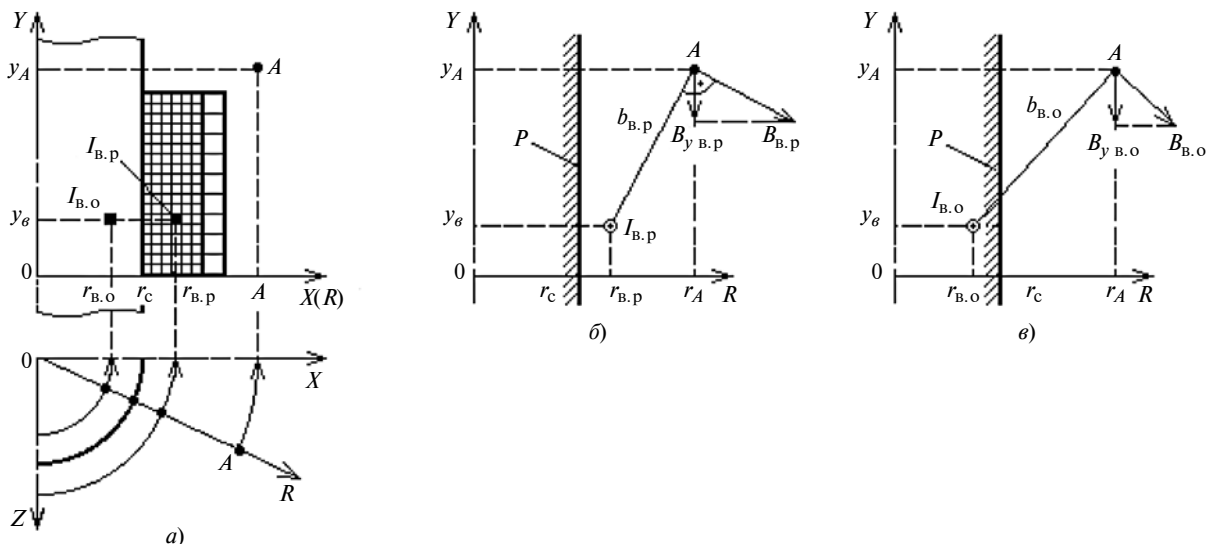
Аксиальная составляющая индукции магнитного поля витка с током имеет вид:

$$B_{y\text{ в}} = B_{y\text{ в.р}} + B_{y\text{ в.о}},$$

где  $B_{y\text{ в.р}}$  и  $B_{y\text{ в.о}}$  — аксиальные составляющие индукции магнитного поля реального и отраженного проводников с токами  $I_{\text{в.р}}$  и  $I_{\text{в.о}}$ .

Если магнитная проницаемость стали магнитопровода трансформатора  $\mu_c = \infty$ , то [10] силу тока в отраженном витке следует принимать равной силе тока в реальном витке  $B_{\text{в.о}} = B_{\text{в.р}}$ . Данное допущение дает погрешность расчета магнитного поля витка менее 1 %.

Тогда с учетом расчетных схем и закона Био—Савара—Лапласа [10] индукции магнитных полей



**Рис. 2. Расчетные схемы для моделирования магнитного поля рассеяния витка с током:**

а — стержень с обмоткой в декартовой системе координат; б — определение магнитного поля от реального проводника; в — определение магнитного поля от отражения проводника

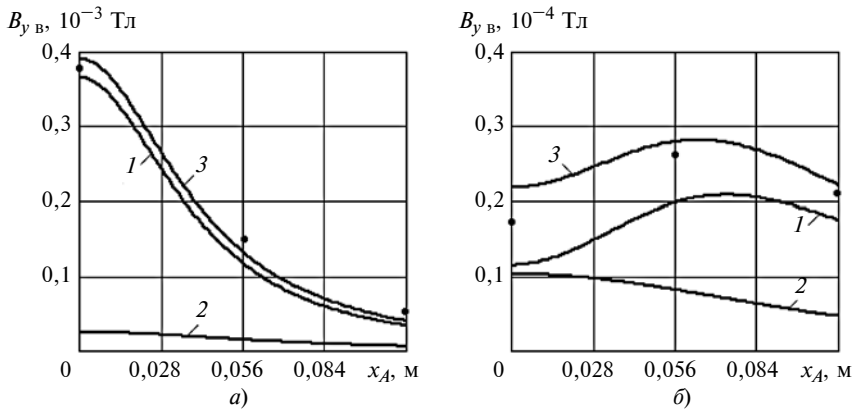


Рис. 3. Зависимости изменения аксиальной составляющей  $B_{yB}$  от координаты  $x_A$  точки  $A$  при  $y_B = h_{кат}/2$ ,  $y_A = h_{кат}/2$  (а) и  $y_A = h_{кат}/2$  (б):

1 —  $B_{yB.p} = (x)$  аксиальная составляющая индукции магнитного поля витка; 2 —  $B_{yB.o} = (x)$  аксиальная составляющая индукции магнитного поля отраженного витка; 3 —  $B_y = (x)$  расчетное значение аксиальной составляющей индукции магнитного поля витка с отражением

реального и отраженного проводников в точке  $A$  составят:

$$B_{yB.p} = \frac{I_{B.p} \mu_0}{2\pi b_{B.p}} \frac{|r_A - r_{B.p}|}{b_{B.p}} \frac{r_{B.p}}{r_A}; \quad (1)$$

$$B_{yB.o} = \frac{I_{B.o} \mu_0}{2\pi b_{B.o}} \frac{|r_A - r_{B.o}|}{b_{B.o}} \frac{r_{B.o}}{r_A}, \quad (2)$$

где  $\mu_0$  — магнитная проницаемость вакуума;  $r_c$  и  $r_A$  — радиусы стержня магнитопровода и окружности, на которой расположена точка  $A$ ;  $r_{B.p}$  и  $r_{B.o}$  — радиусы реального и отраженного витков с током.

Расстояния от точки  $A$  до реального и отраженного проводников с током:

$$b_{B.p} = ((r_A - r_{B.p})^2 + (y_A - y_B)^2)^{1/2};$$

$$b_{B.o} = ((r_A - r_{B.o})^2 + (y_A - y_B)^2)^{1/2},$$

где  $y_B$  — координата  $Y$  витка с током.

В формулах (1) и (2) для реального проводника отношения  $|r_A - r_{B.p}|/b_{B.p}$  и  $r_{B.p}/r_A$  определяют отношение  $B_{yB.p}$  к  $B_{B.p}$  и степень уменьшения магнитного поля линейного проводника на расстоянии  $r_A$  при его изгибе до радиуса  $r_{B.p}$ . Это справедливо и для отраженного витка.

В принятой системе координат положение точки  $A$  в про-

странстве определено координатами  $x_A$ ,  $y_A$  и  $z_A$ . Поэтому радиус окружности, на которой расположена точка  $A$  при заданных ее координатах  $x_A$  и  $z_A$ , определяем как

$$r_A = \sqrt{x_A^2 + z_A^2}.$$

Оценку адекватности модели по определению аксиальной составляющей индукции магнитного поля рассеяния витка с током осуществляли на экспериментальном однофазном трансформаторе, изготовленном из трехфазного трансформатора ТТ-6 мощностью 6,0 кВ · А, сопоставлением результатов моделирования и эксперимента. Параметры экспериментального трансформатора, необходимые для моделирования аксиальной составляющей индукции магнитного поля рассеяния витка с током, приведены ниже.

#### Параметры экспериментального трансформатора

Радиус стержня магнитопровода $r_c$ , см	4,4
Радиус витка с током $r_{B.p}$ , см	6,6
Сила тока в витке $I_B$ , А	26
Радиус отражения витка с током $r_{o.B}$ , см	2,2
Радиус скружности с точкой $A$ , см	7,8

Для измерения аксиальной составляющей магнитного поля витка с током использовали МТТ в виде катушки от промежуточного реле РП-11 с  $w_{МТТ} = 12\ 500$  витков [14, 15]. Индукцию магнитного поля рассчитывали по формуле

$$B_{yB} = E_{МТТ} / (4,44 c w_{МТТ} Q_{МТТ}),$$

где  $E_{МТТ}$  — действующее ЭДС МТТ;  $c$  — частота тока в сети;  $w_{МТТ}$  и  $Q_{МТТ}$  — число витков и площадь витка обмотки МТТ.

Результаты моделирования и эксперимента аксиальной составляющей индукции магнитного поля рассеяния витка с током с координатами  $y_B = h_{кат}/2$ ,  $y_A = h_{кат}/2$  и  $y_B = h_{кат}/2$ ,  $y_A = 0$  приведены на рис. 3, а и б.

Анализ зависимостей (получены расчетом) и экспериментальных данных (точки) показал, что погрешность моделирования аксиальной составляющей предложенным способом не превышает 10 %.

Аксиальная составляющая магнитного поля рассеяния катушки двухобмоточного трансформатора на круглом стержне магнитопровода трансформатора определяется как сумма магнитных полей всех ее витков:

$$\begin{aligned} \dot{B}_{y\ oB} &= \dot{B}_{y\ oB1} + \dot{B}_{y\ oB2} = \\ &= \sum_{k=1}^{w_1} \dot{B}_{y\ k} + \sum_{n=1}^{w_2} \dot{B}_{y\ n}, \end{aligned}$$

где  $w_1$  и  $w_2$  — число витков в первичной и вторичной обмотках;  $B_{y\ oB1}$  и  $B_{y\ oB2}$  — аксиальная составляющая магнитного поля рассеяния первичной и вторичной обмоток.

Если трансформатор работает в режиме холостого хода, то в выражении (8) составляющая  $B_{y\ oB2} = 0$ , а для точного расчета  $B_{y\ oB}$  потребуются координаты расположения каждого витка и сила тока в нем. Параметры экспериментального трансформатора, необходимые для моделиро-

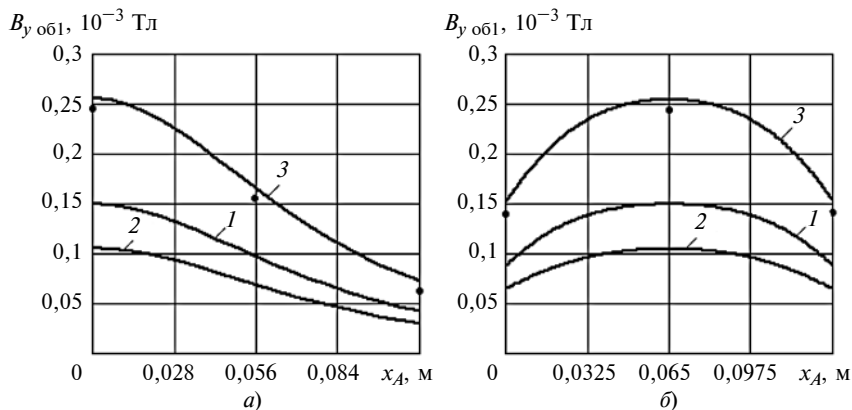


Рис. 4. Зависимости изменения аксиальной составляющей магнитного поля рассеяния катушки трансформатора ТТ-6 для режима холостого хода при  $x_A = h_{кат}/2$  и  $z_A = 0,078$  м (а) и  $x_A = 0$  и  $z_A = 0,078$  м (б):

1 —  $B_{y\ об1,р}$  аксиальная составляющая индукции магнитного поля от реальных витков обмотки; 2 —  $B_{y\ об1,о}$  аксиальная составляющая индукции магнитного поля отраженных витков; 3 —  $B_{y\ об1}$  расчетное значение аксиальной составляющей индукции магнитного поля катушки с отражением

вания аксиальной составляющей индукции магнитного поля рассеяния от первичной обмотки в режиме холостого хода, приведены ниже.

**Параметры экспериментального трансформатора для моделирования аксиальной составляющей магнитного поля рассеяния первичной обмотки в режиме холостого хода**

Расстояние между стержнями магнитопровода $T_c$ , см	11,2
Радиус стержня магнитопровода $r_c$ , см	4,4
Длина стержня магнитопровода $h_c$ , см	13
Внешний радиус обмотки высокого напряжения $r_1$ , см	5,4
Длина первичной обмотки $h_{кат}$ , см	10
Число витков в первичной обмотке $w_1$	292
Диаметр провода первичной обмотки $d_{w1}$ , мм	4
Число рядов в обмотке	2,26
Число проводников в ряду	37
Сила тока холостого хода в первичной обмотке $I_1$ , А	0,095
Радиус окружности с точкой А, см	7,8

На рис. 4, а приведены результаты моделирования зависимости аксиальной составляющей индукции магнитного поля рассеяния первичной обмотки однофазного экспериментального трансформаторов от координаты

$x_A$  для режима холостого хода при  $x_A = h_{кат}/2$  и  $z_A = 0,078$  м.

На рис. 4, б приведена зависимость  $B_{y\ об1} = (y_A)$  при  $x_A = 0$  и  $z_A = 0,078$  м,  $B_{y\ об1,р}$ ,  $B_{y\ об1,о}$  и  $B_{y\ об1}$  — аксиальные составляющие индукции магнитного поля от реальной обмотки, отраженных витков и ее расчетное значение. Видно, что погрешность моделирования  $B_{y\ об1} = (x_A)$  и  $B_{y\ об1} = (y_A)$  при заданных условиях не превышает  $5 \div 10$  %, что удовлетворяет требования релейной защиты.

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ**

1. Dolgicers A., Kozadajevs J. Experience of transformer's inrush current modeling for the purposes of relay protection // 5<sup>th</sup> International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives. Riga. 2015. P. 153—156.
2. Anupam S., Sarpreet K. Analysis of short circuit electromagnetic forces in transformer with asymmetrically placed windings using Finite Element Method // Second International Innovative Applications of Computational Intelligence on Power, Energy and Controls with their Impact on Humanity. India. 2016. P. 101—105.
3. Bagheri M., Stojcevski B., Phung B. T. Frequency response technique to recognize turn-to-turn insula-

tion deterioration in transformer winding // International Conference on Power and Renewable Energy. China. 2016. P. 105—109.

4. Kletsel M. Ya., Maishev P. N. Specific features of the development of differential-phase transformer protection systems on the basis of magnetic reed switches // Russian Electrical Engineering. 2007. N. 78 (12). P. 629—634.

5. Засыпкин А. С. Релейная защита трансформаторов. М.: Энергоатомиздат, 1989. 240 с.

6. Simulation of currents for relay protection of compound transformer windings from a coil short circuit / A. N. Novozhilov, V. N. Goryunov, T. A. Novozhilov an et. // Russian Electrical Engineering. 2013. N. 84 (4). С. 200—205.

7. Simulation of fault-to-ground currents in the winding of an asynchronous motor stator in a network with insulated neutral / A. N. Novozhilov, E. N. Kolesnikov, T. A. Novozhilov, D. A. Kudabaev // Russian Electrical Engineering. 2013. N. 84 (2). С. 89—93.

8. Дробышевский А. А. Проблема электродинамической стойкости трансформаторов в эксплуатации. Методы оценки механического состояния обмоток // Междунар. науч.-практ. конф. «Трансформаторы: эксплуатация, диагностирование, ремонт и продление срока службы». Екатеринбург: Автограф. 2010. 232 с.

9. Mechanical condition assessment of transformer windings using frequency response analysis (FRA) // CIGRE Technical Brochure. 2003. N. 342. P. 67.

10. Новожилов А. Н., Новожилов Т. А. Релейная защита однофазного трансформатора на магнитных трансформаторах тока. Павлодар: Кереку, 2017. 116 с.

11. Гринберг Г. А. Избранные вопросы математической теории электрических и магнитных явлений. М.: АН СССР, 1948. 836 с.

12. Туровский Я. Электромагнитные расчеты элементов электрических машин. М.: Энергоатомиздат, 1986. 201 с.

13. Бессонов Л. А. Теоретические основы электротехники. М.: Высшая школа, 1967. 775 с.

14. Какуевичкий Л. И., Смирнова Т. В. Справочник реле защиты и автоматики. М.: Энергия, 1972. 344 с.

15. Реле защиты / В. С. Алексеев, Б. И. Варганов, Б. И. Панфилов, Р. З. Розенблюм. Л.: Энергия, 1976. 464 с.

В. С. ВАНАЕВ, канд. тех. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: vvanaev@mail.ru

## Методика испытания отбойных молотков на испытательном стенде СОРП

Представлена методика измерения параметров отбойных молотков на испытательном стенде СОРП, отличающаяся метрологическими безупречностью и корректностью. Все параметры измеряются в одинаковых номинальных условиях эксплуатации, чего не обеспечивали применявшиеся ранее методики.

**Ключевые слова:** отбойный молоток, стенд, испытания, ручная машина, объект, обработка, энергетические характеристики, энергия удара, динамические характеристики.

A methodology for measuring the parameters of jackhammers at the «СОРП» test bench is presented, which is distinguished by metrological impeccability and correctness. All parameters are measured in the same nominal operating conditions, which was not provided by the previously used methods.

**Keywords:** jackhammer, bench, tests, manual machine, object, processing, energy characteristics, impact energy, dynamic characteristics.

На сегодняшний день самой продвинутой организацией в деле создания, освоения и внедрения стендового испытательного оборудования для отбойных молотков следует признать ИГД им. А. А. Скочинского. Лидером в этой области был инженер-исследователь Вадим Афанасьевич Кашаев (1937—2016 г.), который сориентировал работу возглавляемого им в то время научно-технического подразделения на создание универсальной методики оценки всех параметров отбойных молотков. В 1969 г. был создан первый вариант стенда СОРП (стенд для определения рабочих параметров отбойных молотков). В качестве обрабатываемого объекта в стенде был использован имитатор в виде скальчато-фрикционного поглотителя, а в качестве имитатора человека — пневматическое нажимное устройство. В 1976 г. на базе модифицированной модели стенда СОРП был утвержден ГОСТ 22044—76 [1], разработчиками которого были: ИГД им. А. А. Скочинского, ВЦНИИОТ ВЦСПС и Томский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева. В стандарте впервые были приведены требования к испытательному стенду и его конструктивная схема. В отличие от первого варианта в стандартной версии СОРП имитатор человека был представлен совокупностью пружинно-массовых элементов, что позволило повысить объективность и воспроизводимость результатов измеряемых параметров. Описание требований к испытательному стенду, схема которого приведена на

рис. 1, начинается с акцента на принципиальном устройстве узлов, имитирующих человека-оператора (пружинно-грузовое устройство) и объект обработки (фрикционный поглотитель). Имитатор человека состоит из грузов 1, нажимного устройства 2, пружин 3, резиновой втулки 4 на рукоятке молотка. Сила нажатия обеспечивается суммарной массой элементов имитатора человека-оператора. Имитатор объекта обработки состоит из испытательной скалки 7 и нагрузителя 8 с фрикционными вкладышами 9. Измерительная пика 5 и скалка 7 соединены резиновой втулкой 6. Фрикционный поглотитель

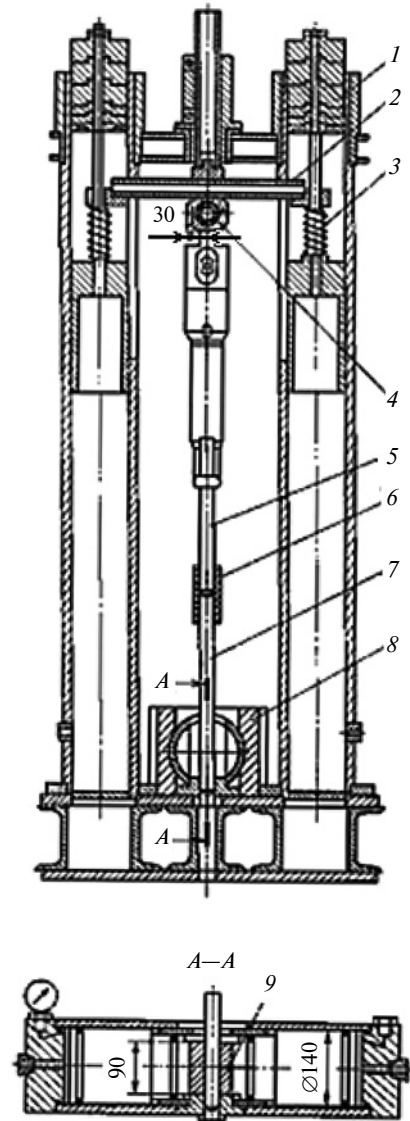


Рис. 1. Конструктивная схема испытательного стенда для отбойных пневматических молотков



тель обеспечивал возможность перемещения молотка с контролируемой скоростью. Одно из главных достоинств стандарта заключалось в том, что на базе испытательного стенда были разработаны методики, обеспечивающие измерение трех основных комплектов параметров отбойного молотка, полностью характеризующих его как техническое изделие: энергетических, вибрационных и шумовых.

Для измерения энергетических характеристик отбойного молотка в стандарте было отдано предпочтение методу тензометрирования. ГОСТ 22044—76 [1] был отменен в 1988 году с заменой на технические условия. За время его действия разработчики приобрели ценный опыт благодаря апробации стенда СОРП на заводах, производящих отбойные молотки, и предприятиях, их эксплуатирующих.

Работа по стендовой тематике продолжалась и в самые трудные для страны годы, связанные с отсутствием финансирования. Так, в 1993 г. сектором машин ударного действия «ИМПУЛЬС» ИГД им. А. А. Скочинского была проведена научно-исследовательская работа, посвященная созданию нормативной базы для объективной оценки виброактивности и вибробезопасности пневматических отбойных молотков на основе стендовых испытаний [2]. В рамках этой темы была разработана «Методика стендового контроля вибрационных характеристик пневматических отбойных молотков» (далее — Методика). Методику разработали представители трех организаций: ИГД им. А. А. Скочинского (научный руководитель работы, зав. сектором машин ударного действия «ИМПУЛЬС» В. А. Кашаев, канд. техн. наук. Д. З. Ямпольский и др.); МИОТ (зав. лабораторией защиты от шума и вибрации, канд. техн. наук В. С. Ванаев, канд. техн. наук Я. Г. Готлиб и др.); НИИ медицины труда РАМН (руководитель группы шума и вибрации, канд. мед. наук Л. В. Прокопенко и др.).

В обязательном приложении 1 к Методике дана модифицированная схема стенда СОРП, в которой имитатор руки совмещает функции моделирования входного механического импеданса человека и обеспечения усилия нажатия на отбойный молоток. Объект обработки представлен имитатором, состоящим из фрикционного поглотителя (гидротиски) и испытательной скалки. На стенде СОРП впервые для отбойных молотков были учтены характеристики входного механического импеданса человека-оператора.

Одной из проблем, которая стояла перед разработчиками Методики [2], было определение критериев и способов моделирования (имитации) работы отбойного молотка по различным разрушаемым породам. Были проведены эксперименты, в которых отбойный молоток использовали для трех объектов обработки: угля, кирпичной кладки и бетонного монолита. С помощью полученных данных было установлено, что при выборе параметров

имитатора объекта обработки для воспроизведения режима работы отбойного молотка среднюю скорость продвижения скалки следовало выбирать из соотношений:

$$V_{\text{ср}}^y \geq 1 \text{ см/с} \text{ — при имитации угля;}$$

$$V_{\text{ср}}^k = \sqrt{V_{\text{ср}}^y V_{\text{ср}}^b}, \text{ см/с} \text{ — при имитации кирпичной кладки;}$$

$$V_{\text{ср}}^b < 1 \text{ см/с} \text{ — при имитации бетонного монолита.}$$

В начале 1990-х годов интерес к данной тематике спал. Многие организации практически перестали существовать и избавились от технической документации, наработанной в течение многих лет. Надо отдать должное инженеру-исследователю В. А. Кашаеву, который фактически на собственные средства продолжил научно-исследовательскую тематику, связанную со стендовыми испытаниями отбойных молотков. Его усилия увенчались разработкой и утверждением национального стандарта Российской Федерации ГОСТ Р 55162—2012 [3], вступившего в силу 1 января 2014 г.

Достоинство стандарта заключается в том, что он устанавливает методы испытаний для определения энергетических, вибрационных и шумовых характеристик отбойных молотков в целях заявления и подтверждения этих характеристик в соответствии с действующими государственными нормативами. Все три методики реализуются на базе последней модификации стенда СОРП (рис. 2), который включает в себя следующие элементы конструкции: массивную станину 1 с колоннами 2, траверсой 3 и цилиндрической направляющей 4, имитатор человека, установленный в цилиндрической направляющей 4, воспроизводящий входной механический импеданс человека в виде двухмассовой упругодемпфирующей системы и состоящий из груза 5, демпфера 6, пружины 7, присоединенной массы  $M_2$  руки 8 с нажимной планкой 9 и упругой прокладки 10, имитатор объекта обработки, включающий в себя фрикционный поглотитель энергии в виде гидравлических тисков 11 с манометром 12 и сжимающими вкладышами 13, в которых перемещается испытательная скалка 14, блок измерения времени для определения средней скорости пробивки скалки, состоящий из секундомера 15 и контактных выключателей 16, установленных на колонне стенда на соответствующем расстоянии друг от друга.

Усилие  $F$ ,  $N$ , нажатия на отбойный молоток 17 создается массой всех элементов имитатора руки и вычисляется по формуле:

$$F = (M_1 + M_R + M_{G1} + M_2 + M_{G2})g,$$

где  $M_1$  — минимальная масса груза 5;  $M_R$  — масса демпфера 6;  $M_{G1}$  — масса пружины 7;  $M_2$  — присоединенная масса руки 8 вместе с нажимной план-

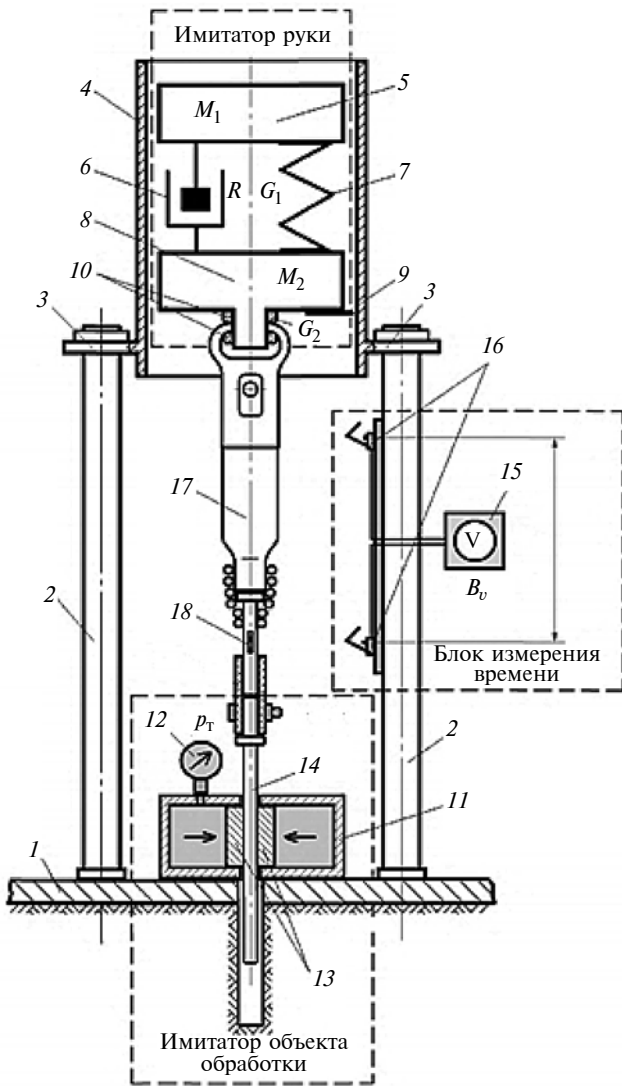


Рис. 2. Принципиальная схема испытательного стенда для определения параметров отбойного молотка

кой 9;  $M_{G2}$  — масса упругой прокладки 10;  $g$  — ускорение свободного падения.

### Определение энергетических параметров отбойного молотка

Методика включает два этапа. На первом этапе измеряют амплитуды падающих ударных импульсов деформации  $A_i$  в условных делениях и одновременно частоту  $f$  ударов. Результат измерений амплитуды  $A_i^{cp}$ , дел., вычисляют как среднее значение амплитуд  $A_i(i)$  следующих друг за другом ударных импульсов:

$$A_i^{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n A_i(i),$$

где  $i$  — порядковый номер импульса;  $n$  — число импульсов.

Результат измерений частоты ударов вычисляют как среднее значение  $f_{cp}$ ,  $c^{-1}$ , частот следования ударных импульсов  $f(i)$ :

$$f_{cp} = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n-1} f(i).$$

На втором этапе измерений выполняется градуировка ударного импульса. Для этого отбойный молоток разбирают. Его ударник вместе с измерительной пилой 18 (см. рис. 2) устанавливают на стенде для градуировки удара СГУ (рис. 3), включающем в себя следующие элементы конструкции: массивную станину 1 с колоннами 2; подвижную траверсу 3 с зажимами 4 и неподвижную траверсу 5; поглотитель энергии 6 с резиновым буфером 7, в котором находится пика 8 поглотителя энергии, воспринимающая удар от измерительной пилы 9; пневматический ускоритель 10 с поршнем 11; ограничитель хода с микрометрическим винтом 12, направляющей 13 с отверстиями 14 и центрирующей 15.

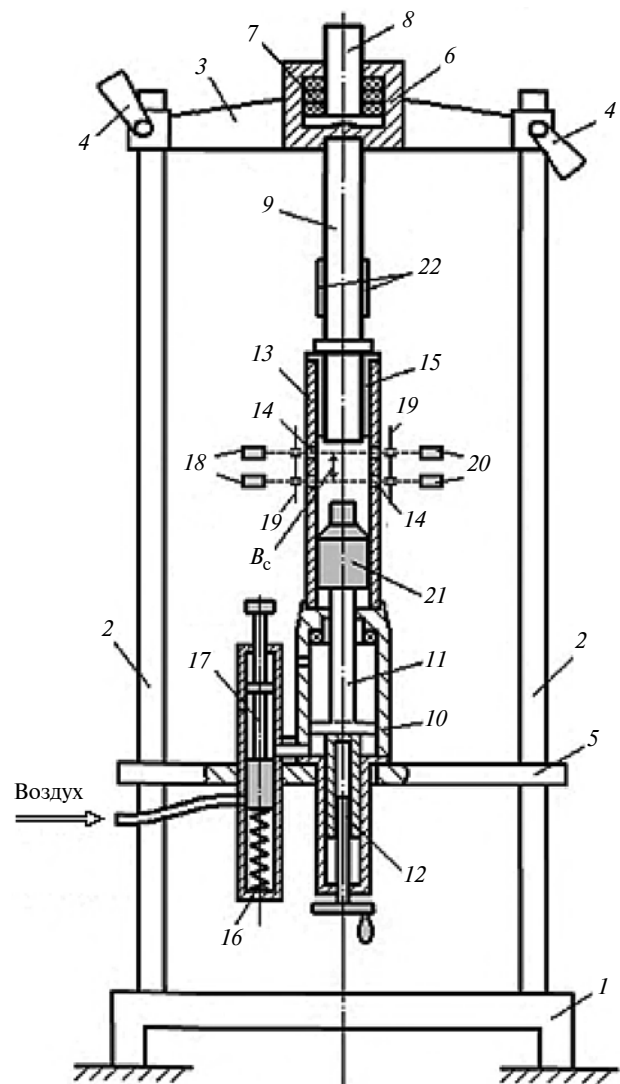


Рис. 3. Схема стенда для градуировки удара

шей втулкой 15; пусковой механизм 16 с золотником 17; фотоэлектрический измеритель предупредительной скорости ударника 21 со световыми излучателями 18, диафрагмами 19 и фотодетекторами 20.

На СГУ выполняют одиночные удары по измерительной пике. Градуировка ударного импульса осуществляется с помощью пневматического механизма разгона ударника и оптической системы измерения предупредительной скорости. Регулировкой разгона ударника добиваются амплитуды ударного импульса, близкой к средней амплитуде, измеренной при работе отбойного молотка на стенде СОРП. Полученная при градуировке скорость ударника определяет его кинетическую энергию, т. е. энергию удара молотка. Методическая последовательность действий сводится к следующей процедуре. На СГУ выполняют серию образцовых ударов с амплитудами  $A_y$ , дел., отличающимися от среднего значения  $A_i^{cp}$ , дел., и одновременно регистрируют время  $t_y$ , мс, пролета ударником измерительной базы  $B_c$ , мм, стенда (см. рис. 3). Для каждого образцового удара  $j$  по времени  $t_y(j)$  и амплитуде  $A_y(j)$  рассчитывают скорость ударника  $V_y(j)$ , м/с, и энергию удара  $E(j)$ , Дж, по формулам:

$$V_y(j) = \frac{B_c}{t_y(j)};$$

$$E(j) = \frac{m}{2} \left[ V_y(j) \frac{A_i^{cp}}{A_y(j)} \right]^2, \quad (1)$$

где  $m$  — масса ударника, кг.

Окончательно энергию  $E_{cp}$ , Дж, удара молотка вычисляют как среднеарифметическое значение энергий, рассчитанных по формуле (1).

$$E_{cp} = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k E(j),$$

где  $k$  — число образцовых ударов.

Ударную мощность  $W$ , Вт, отбойного молотка рассчитывают по формуле:

$$W = E_{cp} f_{cp}.$$

#### Определение вибрационных характеристик отбойного молотка

Вибрационные параметры отбойного молотка измеряют на стенде СОРП при номинальном усилии  $F_{ном}$  нажатия. Для установки на отбойном молотке датчика 1 вибрации (акселерометра) с механическим фильтром 2 на ребре жесткости 3 его рукоятки фрезеруют горизонтальную площадку (рис. 4). На площадке выполняют вертикальное (вдоль оси молотка) отверстие с резьбой под установочную крепежную шпильку 4.

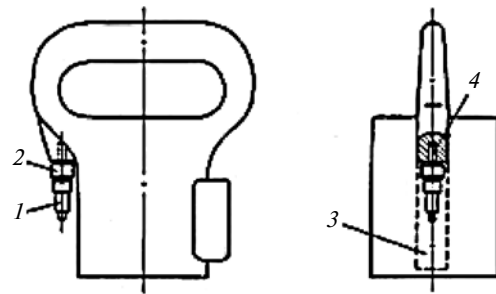


Рис. 4. Схема доработки рукоятки отбойного молотка для размещения датчика вибрации с механическим фильтром

Номинальное усилие определяют следующим образом. На стенде в диапазоне усилия нажатия  $F = 100 \div 400$  Н с шагом  $\Delta F = 20$  Н измеряют ударную мощность  $W(F)$  молотка. По зависимости  $W(F)$  устанавливают предельные энергетические характеристики молотка и его предельную мощность  $W_{lim}$ , Вт, соответствующую максимальному усилию нажатия 400, Н. Далее по зависимости  $W(F)$  находят минимальное усилие нажатия  $F_1$ , Н, удовлетворяющее условию

$$W(F_1) \leq 0,97 W_{lim} \leq W(F_1 + \Delta F).$$

Номинальное усилие нажатия  $F_{ном}$ , Н, вычисляют по формуле линейной интерполяции зависимости  $W(F)$  между значениями  $F_1$  и  $F_1 + \Delta F$ :

$$F_{ном} = F_1 + \frac{0,97 W_{lim} - W(F_1)}{W(F_1 + \Delta F) - W(F_1)} \Delta F.$$

После оценки номинальных условий эксплуатации отбойного молотка определяют вибрационные параметры:

$$L_v = 20 \lg \frac{v}{5 \cdot 10^{-8}}, \text{ дБ};$$

$$L_a = 20 \lg \frac{a}{10^{-6}}, \text{ дБ},$$

где  $L_v$  — логарифмический уровень среднеквадратичного значения  $v$ , м/с, скорректированной виброскорости;  $L_a$  — логарифмический уровень среднеквадратичного значения  $a$ , м/с<sup>2</sup>, скорректированного виброускорения.

#### Определение шумовых характеристик отбойного молотка

В рамках методики рассматриваемого стандарта шумовые характеристики отбойного молотка измеряют на специальной измерительной площадке, представляющей собой звукоотражающую плоскость с асфальтовым или бетонным покрытием, в центре которой имеется цилиндрическое углубление для установки поглотителя энергии. Верхнее

основание поглотителя энергии лежит в звукоотражающей плоскости измерительной площадки. Поглотитель энергии (рис. 5) представляет собой цилиндрическую колоду 1 из дерева хвойных пород. Боковая поверхность колоды обернута войлочной изоляцией 2, а нижнее и верхнее основания акустически изолированы резиновыми пластинами 3. В центре верхнего основания колоды установлена двухбуртная пика 4 с опорой на стальную шайбу 5. Верхняя акустически неизолированная часть двухбуртной пика 4 повторяет измерительную пилу станда. Расстояние  $L$  между буртами двухбуртной пика и длина  $L$  ее части, помещаемой в деревянную колоду, равны длине рабочей части измерительной пилы. Центральное отверстие в шайбе 5 соответствует диаметру пика 4 и имеет тот же радиус перехода от бурта к ее цилиндрической части, так что пика плотно входит в шайбу без зазора и фиксируется в ней без перекоса.

Методика испытаний сводится к следующему. Отбойный молоток 1 направлен оператором вертикально вниз (рис. 6). Предварительно молоток испытывается на стенде СОРП для определения номинального усилия нажатия и номинальных энергетических и вибрационных характеристик. Оператор стоит на напольных весах; разница массы оператора и показаний весов при испытании определяет усилие нажатия. Рабочий-оператор поддерживает значение номинального усилия нажатия. Это единственное требование к оператору. Измерительный микрофон устанавливают на штативе так, чтобы центр мембраны располагался в заданной измерительной точке на поверхности полусферы радиусом  $r = 2$  м. Микрофон должен быть на-

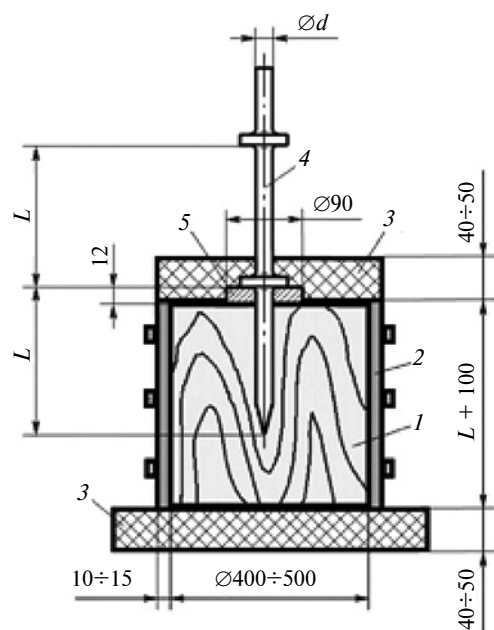


Рис. 5. Поглотитель энергии для определения шумовых характеристик отбойного молотка

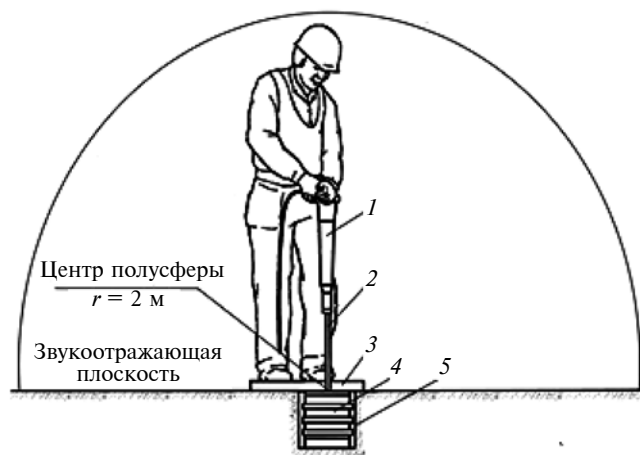


Рис. 6. Рабочее положение оператора при определении шумовых характеристик молотка:

1 — отбойный молоток; 2 — испытательная двухбуртная пика; 3 — напольные веса; 4 — поглотитель энергии; 5 — цилиндрическое углубление для установки поглотителя энергии

правлен в центр полусферы. Число измерительных точек оговаривается в стандарте. Проводят две группы измерений.

Средний уровень звука при неработающем молотке  $L_0^{cp}$ , дБА, (шум помех или фоновый шум) определяют по формуле

$$L_0^{cp} = 10 \lg \left[ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_0(i)} \right],$$

где  $i$  — номер точки измерения;  $n$  — число точек измерений, равное 10;  $L_0(i)$  — уровень звука в  $i$ -й точке на измерительной поверхности полусферы, дБ · А.

Средний уровень звука на измерительной поверхности при работающем отбойном молотке  $L_A^{cp}$ , дБА, определяют по формуле

$$L_A^{cp} = 10 \lg \left[ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_A(i)} \right],$$

где  $L_A(i)$  — уровень звука в  $i$ -й точке на измерительной поверхности, дБ · А.

Затем вычисляют значение коррекции на фоновый шум  $K_1$ , дБ · А, по формуле

$$K_1 = -10 \lg(1 - 10^{-0,1 \Delta L}),$$

где

$$\Delta L = L_A^{cp} - L_0^{cp}.$$

Средний по измерительной поверхности полусферы уровень звука  $L_A$ , дБ · А, рассчитывают с учетом коррекции на фоновый шум по формуле

$$L_A = L_A^{cp} - K_1.$$

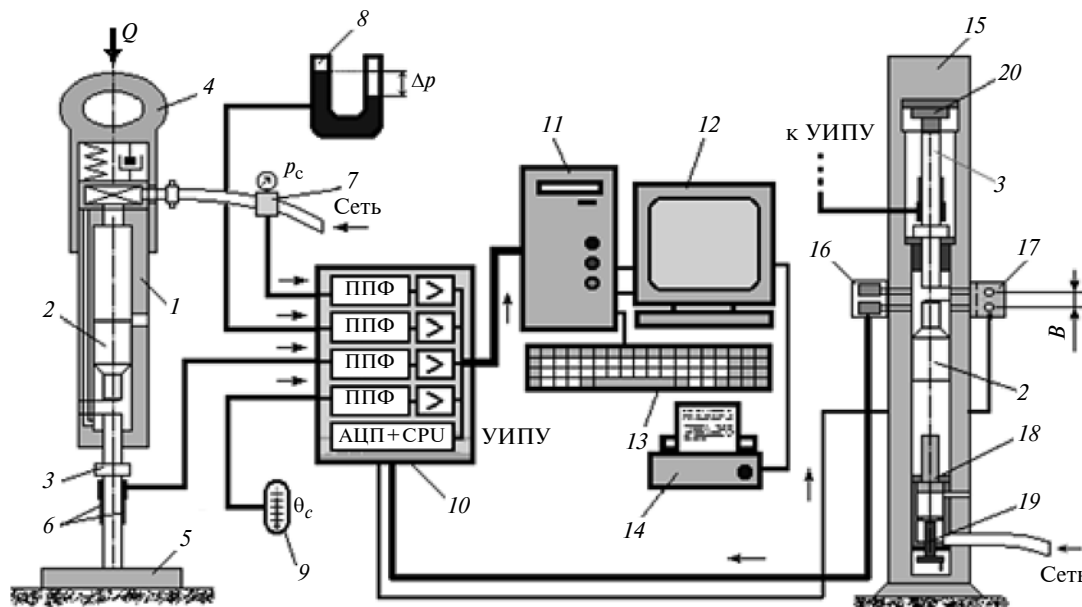


Рис. 7. Принципиальная схема измерительного комплекса УИПУ-4М:

1 — корпус отбойного молотка; 2 — ударник; 3 — вставной инструмент; 4 — рукоятка молотка; 5 — приемник энергии удара; 6 — тензометрические датчики; 7 — датчик давления; 8 — дифференциальный манометр; 9 — датчик температуры воздуха; 10 — микропроцессорный измерительный блок с усилителями и аналого-цифровым преобразователем (АЦП); 11 — системный блок компьютера АЦП + CPU (аналого-цифровой преобразователь + центральный процессор); 12 — монитор; 13 — клавиатура; 14 — принтер; 15 — стенд для градуировки образцового удара; 16 — фотодетекторы; 17 — лампы накаливания с калиброванной диафрагмой; 18 — разгонный поршень; 19 — винт регулировки разгона ударника; 20 — приемник энергии удара;  $Q$  — усилие нажатия;  $p_c$  — давление в пневматической сети;  $\Delta p$  — перепад давления на дифманометре;  $\theta_c$  — температура сжатого воздуха;  $B$  — калиброванная база стенда; ППФ — противоподменный фильтр аналоговый

Скорректированный уровень звуковой мощности отбойного молотка  $L_W$ , дБ · А, вычисляют по формуле

$$L_W = L_A^{cp} + 10 \lg(2\pi r^2).$$

При сертификации партии отбойных молотков уровень звуковой мощности определяют для каждого молотка, а в качестве результата измерений принимают среднеарифметическое значение  $L_{WA}$ , дБ · А, скорректированных уровней звуковой мощности всей партии молотков:

$$L_{WA} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N L_W^{cp}(j),$$

где  $j$  — номер молотка;  $N$  — число молотков в партии;  $L_W^{cp}(j)$  — средний скорректированный уровень звуковой мощности  $j$ -го молотка.

Таким образом, на базе испытательного стенда СОРП впервые реализована методика измерения всех трех основных групп параметров (энергетических, вибрационных, шумовых) отбойного молотка, определенных в одних оптимальных условиях работы ручной машины ударного типа.

Авторы вышеизложенной методики не остановились на том, что реализовали ее в рамках государственного стандарта. Еще в 1960—1970-х годах,

когда были начаты работы по освоению первых модификаций конструкции стенда СОРП, параллельно была создана специальная установка УИПУ для измерения параметров удара. К сегодняшнему дню ее схема претерпела уже четыре модернизации, связанные с развитием электроники и вычислительной техники. Последний вариант УИПУ-4М показан на рис. 7.

Назначение установки — автоматическая обработка информации при определении энергетических параметров отбойного молотка, работающего в оптимальном режиме, во время испытания на стенде СОРП. Из каждого удара измерительный блок УИПУ автоматически выделяет первый импульс, поступающий с измерительной пика, измеряет его амплитуду, а также период следования импульсов. Результат измерений усредняется за 50—300 ударов. Затем, согласно методике, ударник и измерительная пика отбойного молотка устанавливаются на СГУ, где этим ударником выполняют одиночные образцовые удары по той же измерительной пике. Полученная информация также поступает на УИПУ. Комплекс УИПУ-4М фактически является специализированной микропроцессорной системой, работающей в паре с ПЭВМ. Он позволяет визуализировать процесс работы ударной машины и в реальном времени получать ее рабочие параметры: амплитуду и частоту ударов, давление и расход воз-

Д. Х. ВАЛЕЕВ, И. Ф. ГУМЕРОВ, В. С. КАРАБЦЕВ, кандидаты технических наук (ПАО «КАМАЗ» г. Набережные Челны), e-mail: Vladimir.Karabtsev@kamaz.ru

## Методика определения потерь в трансмиссии двухосных колесных транспортных средств

На основе анализа исследований по определению силы сопротивления в трансмиссии двухосного колесного транспортного средства установлено, что разработанные методы и получаемые с их помощью результаты не совсем корректны: в формулах некоторых исследователей нарушена размерность левой и правой частей выражений; при использовании метода определения выбега трансмиссии автомобиля не учитывается, что ведущее и ведомое зубчатые колеса главной передачи в этом случае взаимодействуют не так, как при их вращении в тяговом режиме. Для устранения этих недостатков предложена формула, полученная с использованием теории размерности физических величин, и разработана уточненная методика определения указанной силы сопротивления.

**Ключевые слова:** колесное транспортное средство, трансмиссия, потери, КПД, расход топлива, силы сопротивления движению, стенд, беговые барабаны.

Based on the analysis of studies on determination the resistance force in the transmission of a two-axle wheeled vehicle, it was established that the developed methods and the results obtained with their help are not entirely correct: the dimension of the left and right parts of the expressions is violated in the formulas of some researchers; when using the method for determining the drive-out of a vehicle's transmission, it is not taken into account that the driving and driven gear wheels of the main gear in this case do not interact in the same way as when they rotate in traction mode. To eliminate these shortcomings, a formula is proposed, obtained using the dimension theory for physical quantities, and an improved methodology for determining the indicated resistance force is developed.

**Keywords:** wheeled vehicle, transmission, losses, efficiency, fuel consumption, motion resistance forces, bench, chassis.

При разработке колесного транспортного средства (КТС) уже на ранних стадиях концептуального проектирования для правильного выбора характеристик двигателя и трансмиссии конструктору необходимо располагать информацией о составляющих суммарной силы сопротивления движению (лучше всего — в виде аналитических зависимостей для подстановки в уравнения или системы уравнений движения и их дальнейшего решения). Для КТС сила сопротивления (потери) в трансмиссии, приведенная к оси ведущих колес, является важной составляющей наряду с аэродинамическим сопротивлением и потерями в шинах. Ее влияние на показатели скоростных свойств и топливной экономичности грузовых автомобилей намного больше, чем на аналогичные показатели легковых. И это влияние тем значительнее, чем сложнее трансмиссия. Наибольших значений потери в трансмиссии достигают у многоосных полноприводных КТС.

Данная статья посвящена разработке методики исследования потерь в трансмиссии двухосного магистрального тягача, которые включают в себя потери в коробке передач, дифференциале и



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 16)

духа. Процесс можно наблюдать на экране монитора в виде синхронизированных по времени графиков, отображающих каждый рабочий цикл ударной машины. Программное обеспечение комплекса позволяет проанализировать серию зарегистрированных ударных импульсов и каждый импульс в отдельности, сравнить его со средним импульсом, а в дальнейшем выполнить градуировку образцовыми ударами на СГУ.

Уникальность компьютерного измерительного комплекса УИПУ-4М в том, что он не имеет на сегодняшний день аналогов по стабильности и точности измерений. Подробная информация о работе УИПУ изложена в статье [4]. К сожалению, автор — Вадим Афанасьевич Кашаев, не смог увидеть своей статьи.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 22044—76.** Молотки отбойные пневматические. Технические условия. М.: Изд-во стандартов, 1976. 16 с.
2. **Разработка** методики стендовых испытаний отбойных молотков для оценки их вибрационной безопасности с учетом специфики виброударного воздействия на человека-оператора: Заключительный отчет по научно-исследовательской работе 0103629000 / ИГД им. А. А. Скочинского. Люберцы: ИГД им. А. А. Скочинского, 1993. 52 с.
3. **ГОСТ Р 55162—2012.** Оборудование горно-шахтное. Молотки отбойные пневматические. Требования безопасности и методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2014. 28 с.
4. **Кашаев В. А., Ямпольский Д. З.** Тензометрический метод измерения удара. Российский опыт. Достижения и перспективы // Вестник научно-технического развития: Интернет-журнал. 2017. № 2 (114). С. 24—37.

главной передаче. Имеющиеся в литературных источниках данные по потерям существенно различаются, поэтому при проектировании новых КТС разработчики используют данные по соответствующим параметрам КТС предыдущего поколения.

На практике потери в трансмиссии определяются либо раздельно в отдельных агрегатах, либо во всей системе в целом. С использованием стендового оборудования потери в отдельных агрегатах трансмиссии оцениваются коэффициентом полезного действия (КПД). Они могут быть определены в «чистом» виде путем измерения частот вращения и моментов на входном и выходном валах рассматриваемых агрегатов. Отношение мощности, равной произведению вращающего момента на выходном валу на частоту его вращения, к мощности на входном валу определяет КПД агрегата:

$$\eta_{\text{агр}} = \frac{M_{\text{ВЫХ}} \omega_{\text{ВЫХ}}}{M_{\text{ВХ}} \omega_{\text{ВХ}}}, \quad (1)$$

где  $M_{\text{ВХ}}$  и  $M_{\text{ВЫХ}}$  — вращающие моменты на входном и выходном валах агрегата, Н·м;  $\omega_{\text{ВХ}}$  и  $\omega_{\text{ВЫХ}}$  — частоты вращения входного и выходного валов, мин<sup>-1</sup>.

Обработка полученных данных стендовых испытаний позволяет получить аналитические формулы для определения КПД агрегата в зависимости от скоростных и нагрузочных режимов его работы. Так, в работе [1] приведена формула для расчета КПД десятиступенчатой коробки передач (КП) модели КАМАЗ-15:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{КП}} = & 0,8556 - 3,114 \cdot 10^{-4} u_k - \\ & - 2,131 \cdot 10^{-7} M_{\text{ВР}}^2 + \\ & + 5,27 \cdot 10^{-9} n^2 + \\ & + 1,223 \cdot 10^{-2} u_k + \\ & + 3,596 \cdot 10^{-4} M_{\text{ВР}} - \\ & - 2,985 \cdot 10^{-5} n - \\ & - 3,053 \cdot 10^{-5} M_{\text{ВР}} u_k + \\ & + 6,33 \cdot 10^{-6} n u_k - \\ & - 5,141 \cdot 10^{-9} M_{\text{ВР}} n, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $M_{\text{ВР}}$  — вращающий момент на первичном валу коробки передач, Н·м;  $n$  — частота его вращения, мин<sup>-1</sup>;  $u_k$  — передаточные числа ступеней ( $k = 1, \dots, 10$ ) коробки передач.

В графической форме зависимость КПД от частоты вращения входного вала и крутящего момента КП в соответствии с уравнением (2) при фиксированном значении передаточного отношения  $u_k = 1,0$  в качестве примера приведена на рис. 1. Анализ полученной зависимости КПД от исследуемых параметров показал, что  $\eta_{\text{КП}}$  монотонно возрастает от 0,86 до 0,96÷0,98 при увеличении вращающего момента от минимальных значений до максималь-

ного значения 700 Н·м. Для других передаточных чисел КП характер расположения кривых  $\eta_{\text{КП}}$  относительно осей координат сохраняется, а количественные значения изменяются.

Для проведения исследований по определению функциональных характеристик других моделей трансмиссий и их компонентов и установления аналогичных теоретических зависимостей планируется использовать специализированный стенд, общий вид которого приведен на рис. 2. С помощью этого стенда можно определять КПД различных агрегатов трансмиссии по выражению (1) для различных скоростных и нагрузочных режимов.

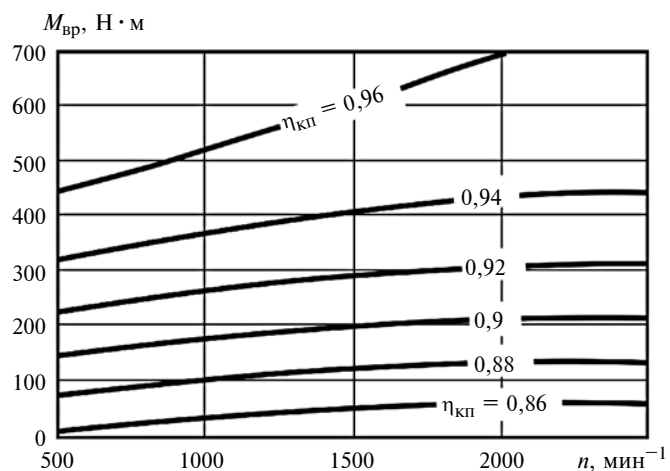


Рис. 1. Зависимость КПД  $\eta_{\text{КП}}$  от частоты вращения  $n$  и вращающего момента  $M_{\text{ВР}}$

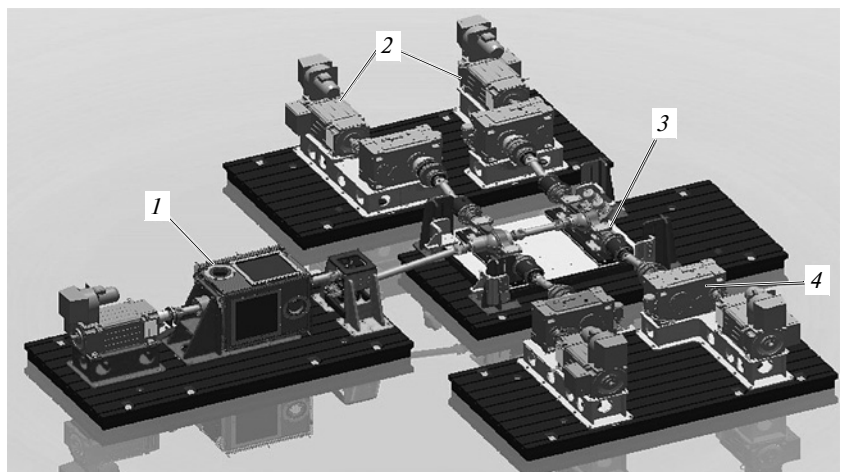


Рис. 2. Общий вид стенда для исследования трансмиссий КТС:

1 — коробка передач; 2 — тормозные двигатели; 3 — ведущий мост; 4 — редуктор тормозных двигателей

Поэтому при проведении расчетов показателей скоростных свойств и топливной экономичности специалистам приходится использовать более простые зависимости или считать КПД трансмиссии постоянным. А столь существенное упрощение расчетных формул приводит к росту погрешности расчетов основных технико-эксплуатационных показателей КТС. Поэтому проблема разработки методики определения КПД и потерь в трансмиссии непосредственно на физических прототипах, в том числе и в составе автомобиля, остается весьма актуальной. Задача упрощается, если известны КПД отдельных агрегатов (например, это могут быть данные поставщиков этих агрегатов). Тогда КПД всей трансмиссии  $\eta_{tr}$  определяется произведением КПД входящих в нее агрегатов.

Наиболее распространенный в отечественной и зарубежной практике метод определения потерь в трансмиссии КТС основывается на результатах испытаний по определению суммарной силы сопротивления движению  $P_{с.в}$  и ее составляющих — так называемый метод выбега. Его суть заключается в том, что после предварительного пробега для прогрева агрегатов до установившейся температуры КТС разгоняется до заданной скорости и далее движется по инерции по прямолинейной горизонтальной дороге полигона до полной остановки. Двигатель при этом отсоединен от трансмиссии.

Запишем уравнение силового баланса для режима выбега в терминах модулей сил:

$$P_{с.в} = P_f + P_w + P_{tr}, \quad (3)$$

где  $P_{с.в}$  — суммарная сила сопротивления движению в режиме выбега;  $P_f$  — сила сопротивления качению;  $P_w$  — сила сопротивления воздушной среды;  $P_{tr}$  — потери в трансмиссии (все указан-

ные силы приведены к оси ведущих колес).

Если известны потери в шинах по результатам стендовых испытаний и аэродинамическое сопротивление по данным испытаний в аэродинамической трубе или результатов расчетов в специализированных программных комплексах типа ANSYS или STAR CCM, то потери в трансмиссии легко находятся из формулы (3) простым вычитанием. При этом подразумевается, что при выбега определяются только те потери, которые возникают при вращении валов и зубчатых колес главной передачи и коробки передач, отсоединенной от двигателя.

Несмотря на простоту метода выбега и приемлемую точность, обеспечиваемую взаимодействием реального объекта исследований с воздушной средой и дорожным покрытием, до настоящего времени в литературе не нашел отражения один очень важный факт. Дело в том, что при передаче вращающего момента от двигателя к колесам КТС через зубчатые передачи и валы трансмиссии в зацеплении находятся одни поверхности зубьев колес, а в процессе выбега пятно контакта зубьев переносится на их противоположные стороны. Иными словами, зубчатые колеса, являющиеся в тяговом режиме ведущими, в режиме выбега становятся ведомыми, а зубчатые колеса, бывшие ведомыми в тяговом режиме, становятся ведущими в процессе затухающего движения КТС по инерции.

Регулировка пятна контакта для обеспечения наименьших потерь в зубчатых зацеплениях главных передач чаще всего проводится только для первого случая, т. е. для ведущего режима. Кроме того, в этом случае зубчатые зацепления прирабатываются лучше, поскольку в эксплуатации суммарное время движения КТС вперед при работе трансмиссии под нагрузкой намного превышает время движения без нагрузки

(режим принудительного холостого хода) или время движения задним ходом.

Это свидетельствует о необходимости более корректного определения силы сопротивления в главных передачах с использованием метода выбега, а вместе с ней — и суммарной силы  $P_{с.в}$  сопротивления движению. Это подтверждают приведенные в работе [3] значения прямого КПД  $\eta_{tr}$  трансмиссии в режиме полной нагрузки и обратного КПД  $\eta_r$  при движении в режиме принудительного холостого хода. Так, для грузовых автомобилей и автобусов авторы указанной работы рекомендуют использовать следующие диапазоны изменения значений прямого и обратного КПД:  $\eta_{tr} = 0,82 \div 0,85$ ;  $\eta_r = 0,75 \div 0,78$ , что свидетельствует о различии указанных величин до 9 %. При этом как прямой, так и обратный КПД считаются величинами, не зависящими от скорости движения КТС.

Более точным по сравнению с методом выбега на дороге является метод выбега трансмиссии и выведенных из контакта с опорной поверхностью ведущих колес КТС. Этот метод нашел широкое применение и подробно изложен в трудах [4, 5] отечественных авторов. В этих работах потери в трансмиссии предлагается рассматривать как сумму трех составляющих:

$$P_{tr} = P_{tr_0}^0 + av + P_{tr}^M, \quad (4)$$

где  $P_{tr_0}^0$  — сила сопротивления вращению трансмиссии без нагрузки при скорости, близкой к нулю ( $v \rightarrow 0$ ), Н;  $a$  — коэффициент, характеризующий скоростные потери, в основном гидравлические, Н·ч/км;  $P_{tr}^M$  — сила, характеризующая потери в трансмиссии при передаче вращающего момента, Н;  $v$  — скорость движения, км/ч. Потери в трансмиссии в режиме выбега исследовали



также и зарубежные специалисты, например авторы работы [16].

Первые два слагаемых в формуле (4) определяют так называемые потери холостого хода, без передачи вращающего момента. Влияние вращающего момента учитывается в третьем слагаемом, но в данном случае ввиду его малости (как показано в работе [6]) рассматривать его не будем.

Авторы работы [1] для определения суммарной мощности потерь в трансмиссии используют формулу:

$$N_{tr} = (1 - 0,98^k \cdot 0,97^l \cdot 0,995^m) N_e + a_i v + b_l v^2, \quad (5)$$

где  $a_i$  и  $b_l$  — коэффициенты, которые зависят от числа механизмов трансмиссии и их конструкции;  $k$  и  $l$  — числа цилиндрических и конических (гипоидных) зубчатых пар;  $m$  — число карданных шарниров;  $N_{tr}$  и  $N_e$  — потери мощности в трансмиссии и мощность двигателя.

В трудах отечественных и зарубежных специалистов [7–9] указанные потери учитываются с помощью КПД агрегатов.

Эмпирическая формула для определения потерь мощности  $N_p$  в полюсе зацепления предложена в работе [10] и используется в работе [11]:

$$N_p = \alpha_1 m_1 v_p^k + \beta N', \quad (6)$$

где  $\alpha_1$ ,  $\beta$ ,  $k$ ,  $m_1$  — экспериментальные коэффициенты, зависящие от типа зубчатого зацепления и вида смазки механизма;  $v_p$  — относительная окружная скорость зубчатого колеса в полюсе зацепления, м/с;  $N'$  — относительный мощностный фактор потока, проходящий через этот полюс.

Выражения для определения потерь в трансмиссии, представляющие вариации формул (4) и (5), можно найти и у других авторов, например в работах [12] и [13].

Выполненный обзор перечисленных исследований позволяет отметить многообразие подходов для определения и учета влияния скорости на рост потерь в трансмиссии. Так, формула (4) дает линейную зависимость  $P_{tr}$  от скорости, формула (5) — квадратичную, а в формуле (6) показатель степени может оказаться дробным числом.

Кроме того, анализ размерностей разработанных формул показывает, что используемые коэффициенты  $a$ ,  $a_i$ ,  $b_l$  не имеют строгого физического смысла и названия и вводятся в формулы искусственно для получения нужной размерности. Например, какая физическая величина имеет размерность ч/км и умножается на силу (Н) в формуле (4)? Для того чтобы второе и третье слагаемые в формуле (5) имели размерность мощности, коэффициент  $a_i$  должен иметь размерность силы, а  $b_l$  — размерность силы, деленной на скорость. По сути, в последней формуле неизвестная мощность  $N_{tr}$  определяется через неизвестные силу и частное от деления силы на скорость. Но основным существенным недостатком наиболее распространенного метода выбега трансмиссии автомобиля для определения потерь в ней с учетом влияния скорости, является отождествление потерь при прямом и обратном вращении трансмиссии.

С целью устранения отмеченных недостатков при определении потерь в трансмиссии в качестве исходной формулы будем использовать выражение (4), предложенное в работах [4] и [6]. В этих работах показано, что для двухосных автомобилей удельный вес составляющей  $P_{tr}^M$  небольшой, поэтому при разработке методики мы ее учитывать не будем. Учитываем только скоростные потери и потери в режиме холостого хода, без передачи вращающего момента.

В процессе работы трансмиссии в режиме холостого хода сум-

марные потери в ней складываются из нескольких составляющих. Основные из них: потери на трение между деталями трансмиссии — подшипниками и зубчатыми колесами в процессе их вращения; потери, связанные с трением в уплотнениях и подшипниках, установленных с предварительным натягом, а также потери, возникающие при вращении зубчатых колес в масле, залитом в картер соответствующего агрегата (гидравлические потери на «барботажа» масла).

Из курса теоретической механики известно, что потери на трение обычно пропорциональны скорости, а гидравлические — квадрату скорости. В соответствии с этим выражение (4) должно иметь вид:

$$P_{tr} = P_{tr}^O + k_1 \varphi_1 v + k_2 \varphi_2 v^2, \quad (7)$$

где  $k_1$  и  $k_2$  — безразмерные эмпирические коэффициенты, зависящие в общем случае от температуры и марки масла;  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  — функции физических параметров масла, определяющих скоростные потери в трансмиссии.

Поскольку размерность  $P_{tr}$  есть ньютоны, то произведения  $\varphi_1 v$  и  $\varphi_2 v^2$  должны иметь такую же размерность. Наша задача — найти явный вид функций  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ .

Для этого будем рассуждать следующим образом. Основными физико-химическими параметрами трансмиссионных масел являются: объемная плотность  $\rho_M$ , кг/м<sup>3</sup>; коэффициент кинематической вязкости  $\nu$ , м<sup>2</sup>/с; вязкостно-температурная характеристика масла, т. е. зависимость  $\nu = \nu(T)$ , где  $T$  — температура масла, °С. Не вызывает сомнений, что перечисленные параметры оказывают непосредственное влияние на потери в трансмиссии. Следующими факторами, определяющими скоростные потери, являются высота  $h$  уровня масла в агрегате и ускорение  $g$ , м/с<sup>2</sup>, свободного падения. Ускорение зависит от

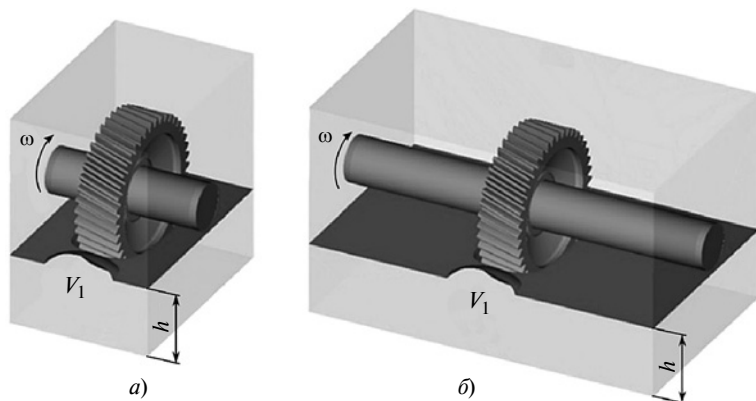


Рис. 3. Зубчатое колесо в масляных ваннах (а и б) с одинаковым уровнем  $h$  масла и разными его объемами

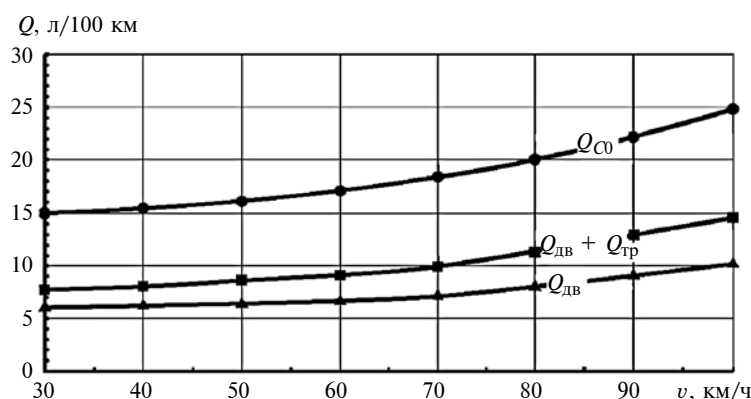


Рис. 4. Зависимости составляющих расхода топлива двигателя от скорости  $v$  движения

плотности  $\rho_M$  масла и будет определять инерционные свойства разбрызгиваемых частиц масла при вращении зубчатых колес.

Таким образом, выявлено, что потери в агрегатах трансмиссии зависят от следующих четырех ключевых факторов:  $\rho_M$ ,  $v$ ,  $h$  и  $g$ . Применение теории размерности физических величин [14, 15] позволяет определить вид функций  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ :

$$\varphi_1 = \rho_M v h; \quad \varphi_2 = \rho_M v \sqrt{h/g},$$

и формула (7) преобразуется к виду:

$$P_{tr} = P_{tr_0}^O + k_1 \rho_M v h v + k_2 \rho_M v \sqrt{h/g} v^2, \quad (8)$$

где безразмерные коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  при фиксированной температуре  $T$  масла будут константами.

В общем случае они зависят от температурного режима агрегата. Не составит труда убедиться, что произведения  $\varphi_1 v$  и  $\varphi_2 v^2$  теперь выражены в ньютонах, т. е. имеют размерность силы. В этом и состоит главное преимущество полученной формулы по сравнению с формулами, применявшимися другими исследователями.

Другое достоинство выражения (8) заключается в строгом отражении физической сущности рассматриваемого процесса путем использования физико-химических свойств трансмиссионного масла для его описания. И последнее замечание: в работе [4] отмечена зависимость потерь в агрегатах трансмиссии от объема залитого в картер масла. Мы же вместо объема использовали другой параметр — высоту  $h$  уровня масла. На наш взгляд, этот параметр более информативен. Поясним это примером. Сначала по-

рузим зубчатое колесо в масляную ванну объемом  $V_1$ , уровень масла в которой равен  $h$  (рис. 3, а). Затем погрузим это колесо в масляную ванну объемом  $V_2$  (рис. 3, б) с таким же уровнем  $h$  масла и при этом  $V_2$  пусть будет в 10 раз больше  $V_1$ . Изменяются ли затраты энергии на вращение колеса с одинаковой скоростью во втором случае по сравнению с первым при прочих равных условиях? Ответ отрицательный — нет. Или различие будет находиться в пределах погрешности измерений. Разумеется, объем  $V_1$  не должен быть слишком малым во избежание разбрызгивания всего объема масла по стенкам ванны.

Для установившегося температурного режима агрегатов конкретной конструкции и определенной марки трансмиссионного масла константами будут произведения  $k_1 \varphi_1$  и  $k_2 \varphi_2$ . Так, в частности, при температуре  $60^\circ\text{C}$  трансмиссионного масла ТсП-15 его плотность  $\rho_M = 880 \text{ кг/м}^3$ , а кинематическая вязкость  $\nu = 0,63 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ . Величина  $h$  для ведущего моста исследуемого автомобиля составляет  $0,15 \text{ м}$ , для коробки передач —  $0,145 \text{ м}$ , поэтому в расчетах использовали одно значение, равное  $0,15 \text{ м}$ .

Для определения сомножителей  $k_1 \varphi_1$  и  $k_2 \varphi_2$  проводятся следующие опыты. На прогревом до установившегося теплового состояния автомобиле с вывешенным ведущим мостом для заданной скорости  $v_i$  проводится регистрация расхода топлива с помощью соответствующего оборудования.

Сначала регистрируется расход  $Q_{DV}$  топлива на прокрутку двигателя с частотой вращения, соответствующей заданной скорости  $v_i$  при фиксированной высшей ступени трансмиссии (рис. 4). Затем регистрируется расход ( $Q_{DV} + Q_{TP}$ ) топлива, затрачиваемого на прокрутку двигателя и трансмиссии при тех же частотах вращения и ступени трансмиссии, и также отражается на рис. 4.

После этого по полученным данным определяется разность  $\Delta Q_i = (Q_{дв} + Q_{тр}) - Q_{дв}$  расхода топлива для этих двух режимов. Эта величина как раз и является затратами топлива на прокрутку трансмиссии. Затем КТС устанавливается на стенд с беговыми барабанами. При тех же значениях скорости сначала регистрируется расход  $Q_{C0}$  топлива без нагрузки на тормозном устройстве стенда и отображается на рис. 4. Схема установленного КТС на стенде с беговыми барабанами показана на рис. 5.

Далее, используя данные по расходу  $Q_{C0}$  топлива, можем определить потери для случая движения КТС, например со скоростью  $v = 70$  км/ч. Этому режиму без нагрузки на рис. 6 соответствует точка *A*. Затем нагрузка на стенде последовательно увеличивается с интервалом примерно 100 Н. Вместе с ростом нагрузки для заданной скорости линейным образом увеличивается и расход топлива. Соответствующие экспериментальные значения на рис. 6 обозначены крестиками. Зависимость расхода топлива от нагрузки после аппроксимации с помощью метода наименьших квадратов отображается прямой линией *AC*.

После этого из точки *A* по оси ординат перемещаемся в точку *B* на величину, соответствующую полученной выше разности расхода топлива  $\Delta Q_i$ . Затем из точки *B* проводим горизонтальную прямую до ее пересечения с линией *AC* в точке *C*, опускаем перпендикуляр из точки *C* на ось абсцисс и определяем нагрузку на тормозном устройстве стенда в точке *D* непосредственно в единицах силы — ньютонах.

Проведя испытания и повторив аналогичным образом обработку экспериментальных данных для других значений скорости, найдем ряд величин  $P_1 = P_{tr}(v_1)$ ,  $P_2 = P_{tr}(v_2)$ ,  $P_3 = P_{tr}(v_3)$ , ..., которые указаны на горизонтальной оси рис. 7. Из данных рисунка

следует, что все точки, кроме точки 1, соответствующей движению КТС со скоростью 30 км/ч, расположены практически на прямой линии, проходящей через точки, обозначенные цифрами 2,

3, 4, 5. Дальнейшая обработка полученных данных с помощью метода наименьших квадратов позволяет получить линейную (линия *KL*) математическую модель  $P_{tr} = P_{tr}(v)$ , описывающую рост

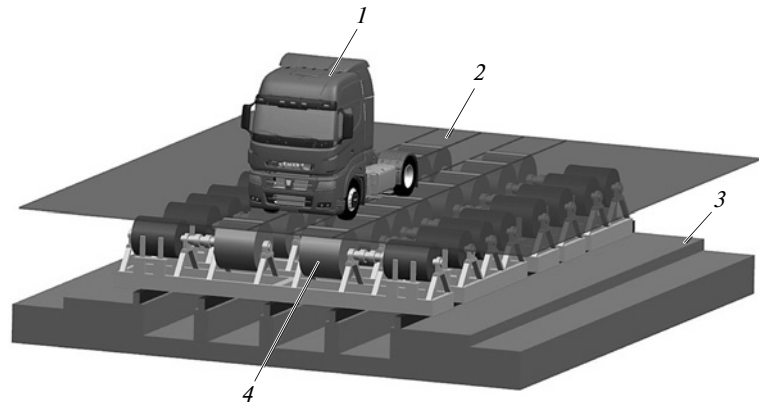


Рис. 5. Схема установленного КТС на стенде:

1 — КТС; 2 — настил; 3 — основание; 4 — беговые барабаны

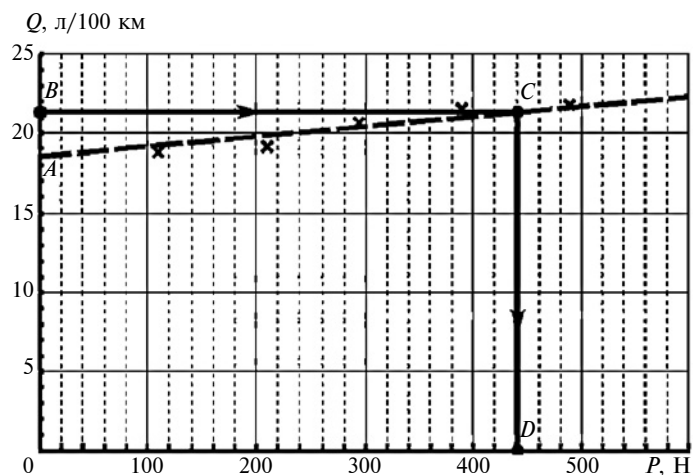


Рис. 6. Потери  $P$  в трансмиссии при скорости 70 км/ч

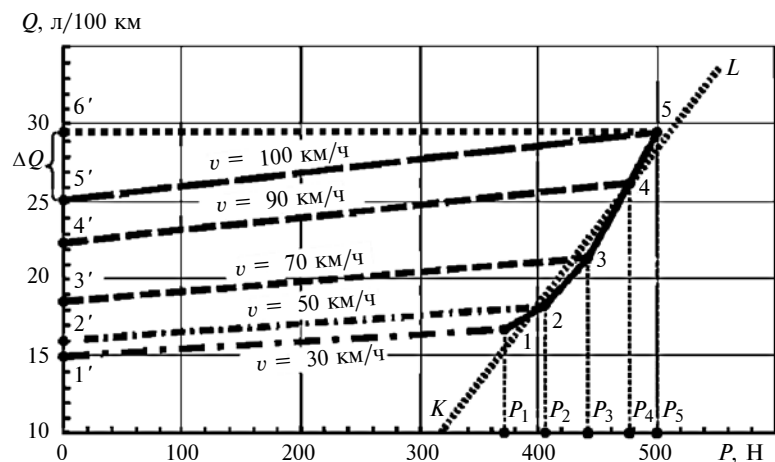


Рис. 7. Потери  $P$  в трансмиссии при различных скоростях  $v$  движения

потерь в трансмиссии в функции скорости.

Величину  $P_{tr0}^O$  определяем аналогичным образом при движении КТС на стенде с малыми скоростями (порядка  $0,8 \div 1,0$  м/с) на нижней ступени в коробке передач и последующей экстраполяцией к точке  $K$  на оси абсцисс, в которой  $v = 0$ .

При проведении исследований агрегаты трансмиссии вращаются в прямом направлении, поэтому можно утверждать, что разработанная методика в отличие от других является более точной. Кроме того, данная методика позволяет определять потери непосредственно в единицах силы, т. е. в ньютонах. Описанный процесс можно повторить для любой из передач трансмиссии и определить зависимость  $P_{tr} = P_{tr}(v, u_k)$ , где  $u_k$  — передаточное число ступени коробки передач.

Опуская достаточно громоздкие промежуточные вычисления, приведем окончательные формулы для определения потерь в трансмиссии двухосного грузового автомобиля для случая его движения на высшей ступени трансмиссии:

$$P_{tr} = 309 + 73,61\rho_M v h v. \quad (9)$$

Для других передаточных чисел КП коэффициенты перед вторым слагаемым в формуле (9) будут другими. Мы привели его значение только для высшей ступени трансмиссии, поскольку расчет расхода топлива в режиме установившегося движения проводится, как правило, именно для этого случая. Подставив конкретные значения всех входящих в формулу (9) параметров, получим линейную зависимость силы сопротивления в трансмиссии от скорости, которую можно использовать при проведении расчетов параметров скоростных свойств и топливной экономичности:

$$P_{tr}(v) = 309 + 1,91v. \quad (10)$$

Таким образом, на основе теории размерности физических величин предложена формула (8) и разработана методика определения потерь в трансмиссии двухосного КТС, которая отличается тем, что позволяет определять их непосредственно на автомобиле, установленном на стенде с беговыми барабанами. При этом шестерни трансмиссии вращаются в ведущем режиме, а не в ведомом, как у других исследователей.

Применение полученной формулы и разработанной методики позволяет уточнить коэффициенты линейной математической модели для расчета как составляющей силового баланса, так и суммарной силы сопротивления движению. Полученные результаты исследований показывают, что различие между потерями в трансмиссии двухосного КТС, определенными по формулам (4) и (10), достигает  $10 \div 15$  %.

Анализ представленных формул для определения потерь в трансмиссии показал, что они тем меньше, чем меньше уровень масла в агрегатах трансмиссии. Именно по этой причине производители ведущих мостов применяют систему откачки масла из картера ведущего моста в определенных режимах движения для снижения гидродинамических потерь в трансмиссии и, соответственно, снижения расхода топлива КТС.

Без ограничения общности рассуждений разработанная методика применима для КТС другой колесной формулы, т. е. она универсальна. В будущем полученные результаты и методику можно использовать в процессе верификации математических моделей для описания потерь в агрегатах трансмиссии, разработанных с использованием трехмерной геометрии и компьютерных моделей смазочной системы агрегатов.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Литвинов А. С., Фаробин Я. Е.** Автомобиль: теория эксплуатационных свойств: учеб. пособие для вузов. М.: Машиностроение, 1989. 240 с.
2. **Пути развития** сотрудничества КАМАЗа и НАМИ в области испытаний грузовых автомобилей и автопоездов способом выбега / Д. Х. Валеев, В. С. Карабцев, С. В. Бахмутов, В. А. Петрушов // Журнал ААИ. 2014. № 5. С. 28—33.
3. **Теория и конструкция** автомобиля: учеб. для автотракт. техникумов / В. А. Иларионов, М. М. Морин, Н. М. Сергеев и др. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1985. 368 с.
4. **Петрушов В. А., Московкин В. В., Еврафов А. Н.** Мощностной баланс автомобиля / Под общ. ред. В. А. Петрушова. М.: Машиностроение, 1984. 160 с.
5. **Токарев А. А.** Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. М.: Машиностроение, 1982. 224 с.
6. **Высоцкий М. С., Бельский Ю. Ю., Московкин В. В.** Топливная экономичность автомобилей и автопоездов. Минск: Наука и техника, 1984. 208 с.
7. **Смирнов Г. А.** Теория движения колесных машин: учеб. для автомот. специальностей вузов. М.: Машиностроение, 1981. 271 с.
8. **Вонг Дж.** Теория наземных транспортных средств / Пер. с англ. М.: Машиностроение, 1982. 284 с.
9. **Николаев В. И., Роговцев В. Л.** Конструкция, основы теории и расчета автомобиля. М.: Машиностроение, 1971. 408 с.
10. **Антонов А. С.** Комплексные силовые передачи. Л.: Машиностроение, 1981. 496 с.
11. **Аксенов П. В.** Многоосные автомобили. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1989. 280 с.
12. **Гришкевич А. И.** Автомобили. Теория: учеб. для вузов. Минск: Высш. шк., 1986. 208 с.
13. **Петрушов В. А.** Автомобили и автопоезда: Новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха. М.: ТОРУС ПРЕСС, 2008. 352 с.
14. **Седов Л. И.** Методы подобия и размерности в механике. 9-е изд., перераб. М.: Наука, 1981. 448 с.
15. **Сивухин Д. В.** Общий курс физики. Т. 1. Механика: учеб. пособие для вузов. 3-е изд., испр. и доп. М.: Наука, 1989. 520 с.
16. **Lucas G. G., Emtage A. L.** A new look at the analysis of cost-down test results. // Proc Inst Mech Eng., V. 201. № D2. P. 91—97.

А. А. АЛИФОВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: a.alifov@yandex.ru

## Расчет методом прямой линеаризации смешанных параметрических и автоколебаний при неидеальном источнике энергии

Рассмотрен расчет методом прямой линеаризации смешанных параметрических и автоколебаний при неидеальном источнике энергии и полиномиальных характеристиках сил упругости и трения достаточно общего вида. Выведены уравнения нестационарных и стационарных движений и определены условия устойчивости установившихся колебаний. Выполнены расчеты для получения информации об амплитудно-частотной зависимости и устойчивости колебаний.

**Ключевые слова:** смешанные колебания, параметрические колебания, автоколебания, неидеальный источник энергии, метод, прямая линеаризация.

Calculation by direct linearization of mixed parametric and self-oscillations with a non-ideal energy source and polynomial characteristics of elastic and friction forces of a sufficiently general form is considered. Equations of non-stationary and stationary motions are derived and stability conditions for steady-state oscillations are determined. Calculations are performed to obtain information on the amplitude-frequency dependence and stability of oscillations.

**Keywords:** mixed oscillations, parametric oscillations, self-oscillations, non-ideal energy source, method, direct linearization.

По известной классификации в теории колебаний, основанной на разделении колебаний по механизму возбуждения или возникновения, существуют колебательные процессы четырех типов: свободные колебания, вынужденные колебания, параметрические колебания, автоколебания [1–3]. Согласно указанным и другим работам в современной технике встречается немало объектов, при работе которых может возникать «смесь» колебаний разных типов — так называемые смешанные колебания. Последние подразделяются на четыре класса: вынужденные и параметрические колебания; вынужденные и автоколебания; параметрические и автоколебания; вынужденные, параметрические и автоколебания.

Смешанные колебания являются наиболее сложными по сравнению с колебаниями отдельных типов. Автор данной статьи проводил систематический анализ смешанных колебаний, результаты которого наиболее полно изложены в работах [2, 3]. В результате систематического анализа выяснились отличия и общие особенности эффектов при независимых и зависимых механизмах возбуждения смешанных колебаний.

**Системы с ограниченным возбуждением и методы исследований.** Систематическая основа теории колебательных систем с неидеальными источниками энергии или ограниченным возбуждением заложена в работе В. О. Кононенко [4], который рассматривал все указанные выше типы колебаний и аналитически описал известный эффект Зоммерфельда, экспериментально обнаруженный в начале прошлого столетия (1902 г.). В дальнейшем исследование колебательных систем с неидеальными источниками энергии было продолжено в работах как В. О. Кононенко, так и его последователей. Данное направление исследований приобрело особую актуальность в связи с энергетическими и экологическими проблемами.

При изучении колебательных систем с ограниченным возбуждением в качестве основного метода используется асимптотический метод усреднения нелинейной механики, что, как использование и других методов исследования нелинейных систем (гармонической линеаризации, энергетического баланса и др.), сопряжено с большими затратами труда, времени и т. д. От этих методов существенно отличаются описанные в работах [5–15] методы прямой линеаризации, которые значительно (на несколько порядков) уменьшают указанные затраты и облегчают расчет параметров различных технических объектов при их проектировании. Целью настоящей работы является развитие процедуры расчета смешанных параметрических и автоколебаний при ограниченной мощности источника энергии на основе методов прямой линеаризации. Такие колебания могут возникать в системах с трением и переменной жесткостью (например, при работе кулачкового механизма [16]).

**Уравнения системы и замена методом прямой линеаризации нелинейных функций линейными.** Поскольку трение является повсеместно распространенным процессом, то в основу рассмотрения положим широко используемую механическую модель (рис. 1) фрикционной автоколебательной системы [1–3, 17, 18], находящейся под воздействием параметрического возмущения и взаимодействующей с источником энергии — двигателем, имеющим моментную характеристику  $M(\varphi)$ . Движения системы описываются уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + k\dot{x} + (c + b\cos vt)x + F(x) &= T(U); \\ J\ddot{\varphi} &= M(\varphi) - r_0 T(U). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

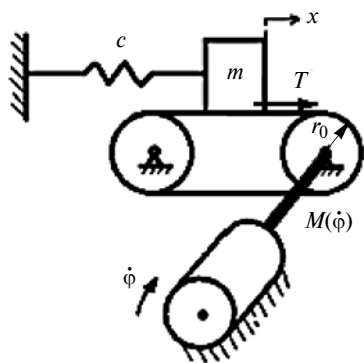


Рис. 1. Механическая модель фрикционной автоколебательной системы

В уравнениях (1)  $m$  — масса тела на ленте;  $k$  — коэффициент демпфирования;  $c$  — коэффициент жесткости пружины;  $F(x)$  — нелинейная сила упругости пружины;  $T(U)$  — нелинейная сила трения в месте контакта тела массой  $m$  с лентой, зависящая от относительной скорости  $U = V - \dot{x}$ , где  $V = r\dot{\phi}$ , и вызывающая автоколебания;  $b$  и  $\nu$  — соответственно глубина модуляции и частота параметрического воздействия, причем  $b \ll c$ ;  $J$  — суммарный момент инерции вращающихся частей двигателя;  $r_0$  — радиус точки приложения силы трения  $T(U)$ ;  $\dot{\phi}$  — угловая частота вращения двигателя.

На практике характеристики сил часто бывают неизвестными, являются, как правило, нелинейными и описываются в большинстве случаев полиномиальными функциями. Представим нелинейные силы  $F(x)$  и  $T(U)$  полиномиальными функциями:

$$\left. \begin{aligned} F(x) &= \sum_s \gamma_s x^s; \\ T(U) &= R\bar{f}(U); \\ \bar{f}(U) &= \operatorname{sgn} U + \sum_i \delta_i U^i. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

В формулах (2)  $\gamma_s = \operatorname{const}$ ;  $\delta_i = \operatorname{const}$ ;  $s = 2, 3, 4, \dots$ ;  $i = 1, 2, 3, \dots$ ;  $R$  — нормальная сила реакции;  $\bar{f}(U)$  — коэффициент трения,  $\operatorname{sgn} U = 1$  при  $U > 0$  и  $\operatorname{sgn} U = -1$  при  $U < 0$ .

Сумму  $\sum_i \delta_i U^i$  в выражении  $\bar{f}(U)$  учтем в дальнейшем как нелинейную функцию от  $\dot{x}$ , записывая ее в форме  $f(\dot{x}) = \sum_{n \geq 0} \alpha_n \dot{x}^n$ , и тогда имеем

$\bar{f}(U) = \operatorname{sgn} U + f(\dot{x})$ . Коэффициенты  $\alpha_n$  зависят от  $\delta_i$  и скорости  $\dot{\phi}$  источника энергии, т. е.  $\alpha_n = \alpha_n(\dot{\phi}, \delta_i)$ . На практике широко распространена и используется характеристика (рис. 2) коэффициента трения в форме  $\bar{f}(U) = \operatorname{sgn} U - \delta_1 U + \delta_3 U^3$ . Такого вида за-

висимость наблюдалась также при рассмотрении проблемы измерения сил трения в условиях космического эксперимента [19]. Тем не менее для

большой общности используем сумму  $\sum_{i=1}^5 \delta_i U^i$ , и

коэффициенты  $\alpha_n$  в выражении  $f(\dot{x}) = \sum_{n=0}^5 \alpha_n \dot{x}^n$

примут вид:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_0 &= \delta_1 V + \delta_2 V^2 + \delta_3 V^3 + \delta_4 V^4 + \delta_5 V^5; \\ \alpha_1 &= -(\delta_1 + 2\delta_2 V + 3\delta_3 V^2 + 4\delta_4 V^3 + 5\delta_5 V^4); \\ \alpha_2 &= \delta_2 + 3\delta_3 V + 6\delta_4 V^2 + 10\delta_5 V^3; \\ \alpha_3 &= -(\delta_3 + 4\delta_4 V + 10\delta_5 V^2); \\ \alpha_4 &= \delta_4 + 5\delta_5 V, \quad \alpha_5 = -\delta_5, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где в результате усреднения осуществляется замена  $V = r\dot{\phi}$  на  $u = r\Omega$  (см. ниже).

Функции  $F(x)$  и  $f(\dot{x})$  можно заменить по методу прямой линеаризации [5] линейными функциями:

$$F_*(x) = B_F + k_F x; \quad f_*(\dot{x}) = B_f + k_f \dot{x}, \quad (4)$$

где  $B_F$ ,  $k_F$ ,  $B_f$  и  $k_f$  — коэффициенты линеаризации, определяемые выражениями:

$$\left. \begin{aligned} B_F &= \sum_s \gamma_s N_s a^s \text{ при } s = 2, 4, 6, \dots (s \text{ — четное}); \\ k_F &= \sum_s \gamma_s \bar{N}_s a^{s-1} \text{ при } s = 3, 5, 7, \dots \\ &\quad (s \text{ — нечетное}); \\ B_f &= \sum_n \alpha_n N_n v^n \text{ при } n = 0, 2, 4, \dots (n \text{ — четное}); \\ k_f &= \sum_n \alpha_n \bar{N}_n v^{n-1} \text{ при } n = 1, 3, 5, \dots \\ &\quad (n \text{ — нечетное}). \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

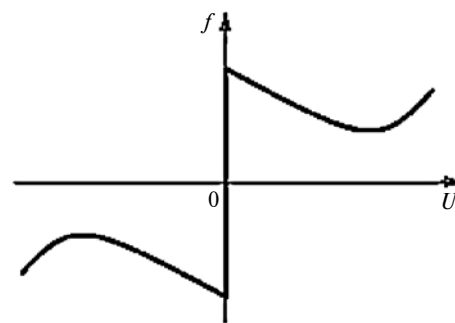


Рис. 2. Характеристика коэффициента  $f$  трения

Здесь  $a = \max|x|$ ,  $v = \max|\dot{x}|$ ,  $N_s = (2r + 1)/(2r + 1 + s)$ ,  $\bar{N}_s = (2r + 3)/(2r + 2 + s)$ ,  $N_n = (2r + 1)/(2r + 1 + n)$ ,  $\bar{N}_n = (2r + 3)/(2r + 2 + n)$ ,  $r$  — параметр точности линеаризации.

Как показано в работе [5], величина  $r$  может быть выбрана из интервала  $(0, 2)$ , хотя она не ограничена. Независимо от величины  $r$  имеют место  $N_s = 1$ ,  $N_n = 1$  для  $s = n = 0$  и  $\bar{N}_s = 1$ ,  $\bar{N}_n = 1$  для  $s = n = 1$ .

Уравнения (1) с учетом выражений (4) принимают теперь линейные формы:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + k_0\dot{x} + (\bar{c} + b\cos vt)x &= B + R\operatorname{sgn} U; \\ J\dot{\varphi} &= M(\dot{\varphi}) - r_0R(\operatorname{sgn} U + B_f + k_f\dot{x}), \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где  $k_0 = k - Rk_f$ ,  $\bar{c} = c + k_F$ ,  $B = RB_f - B_F$ .

**Решения линеаризованных уравнений.** Так как на практике главный интерес представляет основной параметрический резонанс, при котором имеет место малая расстройка частот  $\omega_0 - v/2$ , то рассмотрим решения (6) для этого резонанса.

Поскольку первое из линеаризованных уравнений (6) имеет стандартную в методе прямой линеаризации форму, то результаты его решения можно выписать сразу, пользуясь, в частности, *методом замены переменных с усреднением* [5]. В соответствии с ним имеем в данном случае  $x = a\cos\psi$ ,  $\psi = pt + \xi$ ,  $p = v/2$ ,  $v = ap$ . Эти решения для определения нестационарных значений амплитуды  $a$  и фазы  $\xi$  колебаний следующие:

$$\left. \begin{aligned} \frac{da}{dt} &= -\frac{k_0a}{2m} + \frac{ba}{4pm} \sin 2\xi; \\ \frac{d\xi}{dt} &= \frac{\omega_0^2 - p^2}{2p} + \frac{k_F}{2pm} + \frac{b}{4pm} \cos 2\xi; \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

при  $u < ap$ :

$$\left. \begin{aligned} \frac{da}{dt} &= -\frac{a}{2m} \left[ k_0 + \frac{4R}{\pi a^2 p^2} \sqrt{a^2 p^2 - u^2} \right] + \frac{ba}{4pm} \sin 2\xi; \\ \frac{d\xi}{dt} &= \frac{\omega_0^2 - p^2}{2p} + \frac{k_F}{2pm} + \frac{b}{4pm} \cos 2\xi, \end{aligned} \right\}$$

где  $\omega_0^2 = c/m$  и в случае  $u < ap$  использован прием, описанный в работах [2, 3].

Для анализа второго из уравнений (6) воспользуемся описанной в работах [13–15] процедурой применения методов прямой линеаризации для расчета взаимодействия колебательных систем с источниками энергии ограниченной мощности. Эта процедура, основанная на выделении главной части ( $\Omega$ ) решения и отбрасывании малых вибрационных составляющих  $\varepsilon_{\text{вibr}}$  в выражении  $\dot{\varphi} = \Omega + \varepsilon_{\text{вibr}}$ ,

позволяет находить из уравнений (6) нестационарное значение скорости  $u$  источника энергии в виде при  $u \geq ap$ :

$$\left. \begin{aligned} \frac{du}{dt} &= \frac{r_0}{J} \left[ M\left(\frac{u}{r}\right) - r_0R(1 + B_f) \right]; \\ \text{при } u < ap: \\ \frac{du}{dt} &= \frac{r_0}{J} \left[ M\left(\frac{u}{r}\right) - r_0R(1 - B_f) - \frac{r_0R}{\pi}(3\pi - 2\psi_*) \right], \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где  $u = r_0\Omega$ ,  $\psi_* = 2\pi - \arcsin(u/ap)$ .

Поскольку разность  $\omega_0 - p$  частот в области резонанса достаточно мала, то примем  $(\omega_0^2 - p^2)/2p \approx \omega_0 - p$ . Учитывая это, в случае  $u \geq ap$  получим из формул (7) при условиях  $\dot{a} = 0$ ,  $\dot{\xi} = 0$  следующие уравнения для вычисления стационарных значений  $a$  и  $\xi$ :

$$\left. \begin{aligned} p^2 k_0^2 + [2mp(\omega_0 - p) + k_F]^2 &= 0,25b^2; \\ \operatorname{tg} \xi &= \frac{pk_0}{k_F + 2mp(\omega_0 - p)}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Если принять  $k_F = 0$ , т. е. пренебречь нелинейной составляющей  $F(x)$  упругой силы, то первое из соотношений (9) с учетом формул (5),  $k_0 = k - Rk_f$  и  $v = ap$  дает для вычисления амплитуды уравнение полиномиального вида:

$$\begin{aligned} \sum_n \alpha_n \bar{N}_n p^{n-1} a^{n-1} &= \\ &= \frac{1}{R} \left[ k \pm \frac{b}{2p} \sqrt{1 - 16b^{-2} m^2 p^2 (\omega_0 - p)^2} \right]. \end{aligned}$$

Амплитуда при  $u < ap$  может быть определена приближенным равенством  $ap \approx u$  или  $a\omega_0 \approx u$ , что показано, например, в публикациях [2, 3] и других работах автора.

Из условия  $\dot{u} = 0$  получим для  $u \geq ap$  и  $u < ap$  уравнение общего вида

$$M(u/r) - S(u) = 0. \quad (10)$$

В уравнении (10) имеем:

при  $u \geq ap$ :

$$S_+(u) = r_0R(1 + B_f);$$

при  $u < ap$ :

$$S_-(u) = r_0R[(1 - B_f) + \pi^{-1}(3\pi - 2\psi_*)].$$

Зависящее от амплитуды выражение  $S(u)$  отражает нагрузку на источник энергии со стороны колебательной системы. В случае  $u < ap$  нагрузка  $S_-(u)$  определяется с учетом приближенного равенства  $ap \approx u$ . Точки пересечения кривых  $M(u/r)$  и  $S(u)$  определяют стационарные значения  $u$ .

**Условия устойчивости движений.** Решения, получаемые для стационарных движений, надо исследовать на устойчивость. С этой целью составляем уравнения в вариациях для (7) и (8) и пользуемся критериями Рауса—Гурвица. В результате имеем для  $u \geq ap$  следующие условия устойчивости стационарных решений  $a$ ,  $\xi$  и  $u$ :

$$D_1 > 0; \quad D_3 > 0; \quad D_1 D_2 - D_3 > 0, \quad (11)$$

где:

$$D_1 = -(b_{11} + b_{22} + b_{33});$$

$$D_2 = b_{11}b_{33} + b_{11}b_{22} + b_{22}b_{33} - b_{23}b_{32} - b_{12}b_{21};$$

$$D_3 = b_{11}b_{23}b_{32} + b_{12}b_{21}b_{33} - b_{11}b_{22}b_{33};$$

$$b_{11} = \frac{r_0}{J} \left( Q - r_0 R \frac{\partial B_f}{\partial u} \right); \quad b_{12} = -\frac{r_0^2 R}{J} \frac{\partial B_f}{\partial a};$$

$$b_{21} = -\frac{a}{2m} \frac{\partial k_0}{\partial u}; \quad b_{22} = -\frac{1}{2m} \left( k_0 + a \frac{\partial k_0}{\partial a} \right) + \frac{k_0}{2m};$$

$$b_{23} = 2a(p - \omega); \quad b_{32} = \frac{1}{2pm} \frac{\partial k_F}{\partial a};$$

$$b_{33} = -\frac{1}{m} (k - Rk_f); \quad Q = \frac{d}{du} M\left(\frac{u}{r}\right).$$

В формулы (11) подставляем значения  $a$ ,  $\xi$  и  $u$ , определяемые из уравнений стационарных движений. На основе выражений (5) с учетом  $v = ap$  находим частные производные в коэффициентах  $b_{q\sigma}$  ( $q, \sigma = 1, 2, 3$ ):

$$\frac{\partial B_f}{\partial u} = \sum_n N_n a^n p^n \frac{\partial \alpha_n}{\partial u};$$

$$\frac{\partial B_f}{\partial a} = \sum_n n \alpha_n N_n p^n a^{n-1};$$

$$\frac{\partial k_0}{\partial u} = -R \frac{\partial k_f}{\partial u} = -R \sum_n \bar{N}_n a^{n-1} p^{n-1} \frac{\partial \alpha_n}{\partial u};$$

$$\frac{\partial k_0}{\partial a} = -R \frac{\partial k_f}{\partial a} = -R \sum_n (n-1) \alpha_n \bar{N}_n p^{n-1} a^{n-2};$$

$$\frac{\partial k_f}{\partial a} = \sum_n \gamma_s \bar{N}_s a^{s-2}.$$

Для входящего в коэффициент  $b_{22}$  выражения имеем:

$$k_0 + a \frac{\partial k_0}{\partial a} = k - R \sum_n n \alpha_n \bar{N}_n p^{n-1} a^{n-1}.$$

При вычислении  $\partial B_f / \partial u$  учитываются лишь четные степени  $n$  и соответственно  $\alpha_0, \alpha_2, \alpha_4, \dots$ , а при

вычислении  $\partial k_f / \partial u$  — нечетные степени  $n$  и соответственно  $\alpha_1, \alpha_3, \alpha_5, \dots$ , т. е.

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial B_f}{\partial u} &= N_0 \frac{\partial \alpha_0}{\partial u} + N_2(ap)^2 \frac{\partial \alpha_2}{\partial u} + N_4(ap)^4 \frac{\partial \alpha_4}{\partial u} + \dots; \\ \frac{\partial k_f}{\partial u} &= \bar{N}_1 ap \frac{\partial \alpha_1}{\partial u} + \bar{N}_3(ap)^3 \frac{\partial \alpha_3}{\partial u} + \bar{N}_5(ap)^5 \frac{\partial \alpha_5}{\partial u} + \dots \end{aligned} \right\} (12)$$

Производные  $\partial k_f / \partial u$ ,  $\partial B_f / \partial u$  вычисляются при известном конкретном виде функции  $f(\dot{x})$ , ибо  $B_f$  и  $k_f$  содержат коэффициенты  $\alpha_n$ , зависящие от скорости  $u$ . В случае (3) получаются производные:

$$\frac{\partial \alpha_0}{\partial u} = \delta_1 + 2\delta_2 u + 3\delta_3 u^2 + 4\delta_4 u^3 + 5\delta_5 u^4;$$

$$\frac{\partial \alpha_1}{\partial u} = -2(\delta_2 + 3\delta_3 u + 6\delta_4 u^2 + 10\delta_5 u^3);$$

$$\frac{\partial \alpha_2}{\partial u} = 3(\delta_3 + 4\delta_4 u + 10\delta_5 u^2);$$

$$\frac{\partial \alpha_3}{\partial u} = -4(\delta_4 + 5\delta_5 u); \quad \frac{\partial \alpha_4}{\partial u} = 5\delta_5; \quad \frac{\partial \alpha_5}{\partial u} = 0,$$

которые подставляем в формулы (12).

Для  $u < ap$  изменяются только коэффициенты:

$$\left. \begin{aligned} b_{11} &= \frac{r_0}{I} \left[ Q - r_0 R \frac{\partial B_f}{\partial u} - \frac{2r_0 R}{\pi \sqrt{a^2 p^2 - u^2}} \right]; \\ b_{12} &= -\frac{Rr_0^2}{J} \left[ \frac{\partial B_f}{\partial a} + \frac{2u}{\pi a \sqrt{a^2 p^2 - u^2}} \right]; \\ b_{21} &= -\frac{a}{2m} \left[ \frac{\partial k_0}{\partial u} - \frac{4uR}{\pi a^2 p^2 \sqrt{a^2 p^2 - u^2}} \right]; \\ b_{22} &= -\frac{1}{2m} \left( k_0 + a \frac{\partial k_0}{\partial a} + \frac{4Ru^2}{\pi a^2 p^2 \sqrt{a^2 p^2 - u^2}} \right) + \\ &+ \frac{b}{4pm} \sin 2\xi, \end{aligned} \right\} (13)$$

а другие остаются в том же виде, что и для  $u \geq ap$ .

Так как при  $u < ap$  выполняется равенство  $ap \approx u$ , то в формулах (13) все решает слагаемое, содержащее в знаменателе выражение  $\sqrt{a^2 p^2 - u^2}$ , которое достаточно близко к нулю. Соответственно решается вопрос устойчивости колебаний.

**Расчеты.** Для получения информации о поведении амплитудно-частотной зависимости и устойчивости стационарных режимов были выполнены расчеты с использованием характеристики коэффици-



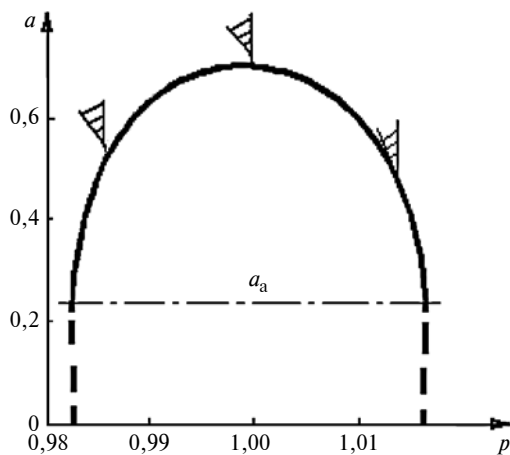


Рис. 3. Результаты расчетов зависимости амплитуды  $a$  колебаний от частоты  $p$

циента трения в форме  $\bar{f}(U) = \text{sgn}U - \delta_1 U + \delta_3 U^3$ . Для этой характеристики в соответствии с формулами (3) и (5) имеем:  $\alpha_0 = \delta_1 u + \delta_3 u^3$ ;  $\alpha_1 = \delta_1 + 3\delta_3 u^2$ ;  $\alpha_2 = 3\delta_3 u$ ;  $\alpha_3 = -\delta_3$ ;  $k_f = \alpha_1 \bar{N} + \alpha_3 \bar{N}_3 v^2$ ;  $B_f = \alpha_0 N_0 + \alpha_2 N_2 v^2$ . Коэффициенты  $N_2$  и  $\bar{N}_3$  в зависимости от параметра  $r$  точности линеаризации имеют значения:  $N_2 = 0,6$  ( $r = 1$ ),  $\bar{N}_3 = 0,75$  ( $r = 1,5$ ). Для проведения расчетов были выбраны следующие параметры:  $\omega_0 = 1 \text{ с}^{-1}$ ;  $m = 1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{см}^{-1}$ ;  $b = 0,07 \text{ кгс} \cdot \text{см}^{-1}$ ;  $k = 0,02 \text{ кгс} \cdot \text{с} \cdot \text{см}^{-1}$ ;  $R = 0,5 \text{ кгс}$ ;  $\delta_1 = 0,84 \text{ с} \cdot \text{см}^{-1}$ ;  $\delta_3 = 0,18 \text{ с}^3 \cdot \text{см}^{-3}$ ;  $r_0 = 0,57 \text{ см}$ ;  $J = 1 \text{ кгс} \cdot \text{с} \cdot \text{см}^2$ .

Результаты расчетов для  $u = 1,21 \text{ см} \cdot \text{с}^{-1}$  и линейной характеристики упругой силы ( $k_F \equiv 0$ ) показаны на рис. 3. При отсутствии параметрического воздействия в системе возможны автоколебания в интервале скоростей  $u$ , верхним пределом которого является  $u = u_0 = 1,217 \text{ см} \cdot \text{с}^{-1}$  (при скоростях  $u \geq u_0 = \sqrt{(R\delta_1 - k)/(3R\delta_3)}$  автоколебания не существуют). Штрихпунктирная линия  $a_a$  на рис. 3 соответствует амплитуде автоколебаний. Сплошной и штриховой участки амплитудной кривой отражают соответственно устойчивые и неустойчивые колебания при идеальном источнике энергии. А в случае неидеального источника энергии колебания устойчивы в пределах заштрихованных секторов, которые должны быть указаны на графике нагрузки  $S(u)$ , но для краткости приведены на амплитудной кривой. В зависимости от того, находится ли характеристика источника энергии в пределах этих секторов или нет, в системе возникает ряд интересных динамических явлений, которые аналогичны подробно описанным в работах [2, 3].

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Вибрации** в технике: Справочник: в 6 т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.) и др. М.: Машиностроение, 1978. Т. 1. Колебания линейных систем / Под ред. В. В. Болотина. 1978. 352 с.
2. **Алифов А. А., Фролов К. В.** Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источниками энергии. М.: Наука, 1985. 328 с.
3. **Alifov A. A., Frolov K. V.** Interaction of Nonlinear Oscillatory Systems with Energy Sources. Hemisphere Publishing Corporation. New York, Washington, Philadelphia, London. 1990. P. 327.
4. **Конonenko В. О.** Колебательные системы с ограниченным возбуждением. М.: Наука, 1964. 236 с.
5. **Алифов А. А.** Методы прямой линеаризации для расчета нелинейных систем. М., Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика». 2015. 74 с.
6. **Алифов А. А.** Действие вибраций на системы с нелинейным трением // Техника. 2001. № 4. С. 47—51.
7. **Алифов А. А.** О некоторых методах расчета нелинейных колебаний // В мире научных открытий. Т. 13. 2011. № 1. С. 155—159.
8. **Алифов А. А.** Методы расчета нелинейных систем, основанные на методах прямой линеаризации // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2011. № 2. С. 97—99.
9. **Alifov A. A.** About some methods of calculation nonlinear oscillations in machines // International Symposium of Mechanism and Machine Science. October 5—8. 2010. Izmir, Turkey: proceedings. 2010. P. 378—381.
10. **Alifov A. A.** Methods of calculation of the nonlinear systems, based on a straight linearization of nonlinear functions // Dynamical system modelling and stability investigation: XV International Conference. Kiev, Ukraine. 2011. P. 20.
11. **Alifov A. A.** Methods of direct linearization for calculation of nonlinear oscillations // Engineering & automation problems. 2015. № 2. P. 84—87.
12. **Alifov A. A.** Method of the Direct Linearization of Mixed Nonlinearities // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2017. V. 46. N. 2. P. 128—131.
13. **Alifov A. A.** About application of methods of direct linearization for calculation of interaction of nonlinear oscillatory systems with energy sources // Proceedings of the second international symposium of mechanism and machine science (ISMMS — 2017), 11—14 September 2017. AzTU, Baku, Azerbaijan. P. 218—221.
14. **Алифов А. А.** О расчете колебательных систем с ограниченным возбуждением методами прямой линеаризации // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2017. № 4. С. 92—97.
15. **Alifov A. A., Farzaliev M. G., Jafarov E. N.** Dynamics of a Self-Oscillatory System with an Energy Source // Russian Engineering Research. 2018. V. 38. N. 4. P. 260—262.
16. **Алифов А. А.** О колебаниях в кулачковых механизмах с учетом свойств источника энергии // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2018. № 1. С. 87—91.
17. **Алифов А. А.** Об автоколебаниях в системе с ограниченным возбуждением // Машиноведение. 1979. № 1. С. 8—14.
18. **Алифов А. А.** Об автоколебательной системе, взаимодействующей с источником энергии // Изв. АН СССР. МТТ. 1977. № 1. С. 36—42.
19. **Броновец М. А., Журавлев В. Ф.** Об автоколебаниях в системах измерения сил трения // Изв. РАН. МТТ. 2012. № 3. С. 3—11.

М. Н. ЗАХАРОВ, д-р техн. наук, М. М. ЕРМОЛАЕВ, канд. техн. наук, А. В. ЗАЙЦЕВА  
(МГТУ им. Н. Э. Баумана, Россия, Москва), e-mail: mmermolaev@gmail.com

## Оценка распределения нагрузки между сателлитами планетарно-цевочного редуктора

Рассмотрена оценка распределения нагрузки между сателлитами в планетарно-цевочном редукторе. Предложенная математическая модель передачи позволяет рассчитать коэффициент неравномерности распределения нагрузки, что дает возможность уточнить известную формулу для оценки максимально допустимого крутящего момента на обойме передачи. Проанализирована зависимость коэффициента неравномерности распределения нагрузки от линейных размеров редуктора.

**Ключевые слова:** планетарно-цевочный редуктор, циклоидальный сателлит, распределение нагрузки.

The estimation of the load distribution between the satellites in the planetary-lantern gearbox is considered. The proposed mathematical model of the transmission allows to calculate the coefficient of load distribution nonuniformity, which makes it possible to refine the well-known formula for estimating the maximum allowable torque on the transmission cage. The dependence of the coefficient of load distribution nonuniformity on the linear dimensions of the gearbox is analyzed.

**Keywords:** planetary-lantern reducer, cycloidal satellite, load distribution.

В приводах современных промышленных роботов-манипуляторов и прочих технологических машин широкое применение нашли планетарно-цевочные мотор-редукторы. Они отличаются высокой нагрузочной способностью, жесткостью, точностью при компактных размерах и относительно небольшой массе. Эти преимущества во многом обеспечиваются многопарностью зацепления: момент на выходной вал одновременно передается половиной цевок, входящих в контакт с зубьями двух установленных друг за другом сателлитов. Сателлиты 4 (рис. 1) устанавливаются на общем эксцентриковом валу в противофазе для устранения статического дисбаланса.

В целом планетарно-цевочный редуктор является сложной механической системой с высокой степенью статической неопределенности. Общепринятый расчет при раскрытии статической неопределенности передачи [1–3] учитывает только податливость мест контакта сателлита с цевками. Некоторые из современных методов расчета предполагают учет трения [4], податливости тела сателлита [5, 6] и отклонений размеров деталей передачи [7], однако они все рассматривают передачу как плоский механизм. Не учитываемая при этом по-

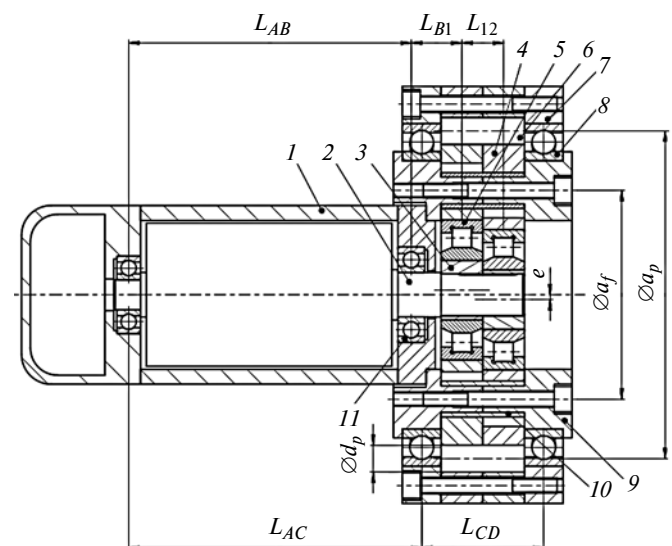
датливость эксцентрикового вала на практике может быть сравнима с податливостью подшипников передачи, что приводит к изгибу эксцентриковых валов, перекоосу сателлитов и обоймы и, как следствие, перераспределению нагрузки между цевками и сателлитами.

Вводя предположение, что нагрузка распределяется между сателлитами равномерно, конструктор уже на этапе проектирования занижает оценку максимальных контактных напряжений в передаче. Ввиду нелинейности асимптотического характера кривых усталости [8] эта ошибка может привести к значительной переоценке фактического ресурса передачи.

Задача о распределении нагрузки между цевками решается аналитически, если полагать [1–3], что податливы только места контакта сателлита с цевками. При этом максимальную силу, действующую на цевку, можно вычислить по формуле [9]:

$$F'_{\max} = \frac{8T_s}{a_p \lambda z_c}, \quad (1)$$

где  $T_s$  — момент, передаваемый одним сателлитом;  $a_p$  — делительный диаметр обоймы (см. рис. 1);  $z_c = z_p - 1$  — число зубьев циклоидального сателлита;  $z_p$  — число цевок;  $e$  — эксцентриситет



**Рис. 1. Конструкция планетарно-цевочного редуктора:**

1 — электродвигатель; 2 — быстроходный вал; 3 — эксцентриковая втулка; 4 — сателлит; 5 — опора сателлита; 6 — цевка; 7 — обойма; 8 — подшипник обоймы; 9 — корпус; 10 — втулка на пальце; 11 — подшипник двигателя

(см. рис. 1);  $\lambda = 2ez_p/a_p$  — коэффициент укорочения эпициклоиды, эквидистантной к профилю сателлита.

Находя максимальное напряжение в самом нагруженном месте сателлита по формуле Герца и приравнявая его к допустимому  $[\sigma_H]$ , можно оценить максимально допустимый вращающий момент  $[T]$  на обойме, передаваемый редуктором [9]:

$$[T] = 0,128 a_p^2 b_p z_s \frac{[\sigma_H]^2}{E^*}, \quad (2)$$

где  $E^*$  — приведенный модуль упругости в контакте цевки и сателлита;  $z_s = 2$  — число сателлитов;  $b_p$  — ширина сателлита.

Зависимость (2) удобна для использования на стадии проектирования, однако она не учитывает неравномерность распределения нагрузки между сателлитами и податливость большинства элементов передачи.

Предлагаемый далее метод расчета планетарно-цевочной передачи исправляет этот недостаток, основываясь на следующих допущениях: корпус и обойма передачи — абсолютно жесткие, сателлиты — жесткие, но возможна упругая деформация мест их контакта с цевками и пальцами механизма параллельных кривошипов; пальцы механизма параллельных кривошипов, эксцентриковый вал и все подшипники в редукторе — податливые; в податливых связях сила связана с перемещением линейно; трением между деталями пренебрегаем; толщина сателлитов незначительна по сравнению с их радиальными размерами; передача изготовлена без погрешностей. Наиболее распространенной кинематической схемой планетарно-цевочной передачи является схема *khv* по классификации В. Н. Кудрявцева [2]. Расчетная схема такой передачи представлена на рис. 2.

Считая сателлит 2 тонким (см. рис. 2), полагаем, что его возможный перекося не повлияет на распределение нагрузки по элементам передачи. Поэтому перемещение первого (ближайшего к двигателю) сателлита под действием упругих сил можно описать тремя параметрами: перемещениями  $u_1, v_1$  его центра вдоль осей координат  $x, y$  и углом  $\gamma_1$  его поворота вокруг собственного центра. Перемещения второго сателлита определяются аналогично. Положение подвижной обоймы 3 (см. рис. 2) как пространственного твердого тела можно описать шестью числами, однако одна степень свободы обоймы (ее перемещение вдоль оси редуктора) не влияет на распределение нагрузки между цевками. Поэтому определим положение обоймы пятью параметрами: перемещениями  $u_h, v_h$  ее центра вдоль осей координат  $x, y$ , углом  $\gamma_h$  поворота обоймы вокруг ее оси, а также углами  $\alpha_h, \beta_h$  перекося обоймы вокруг осей  $x, y$ . Таким образом, передача типа *khv* с двумя

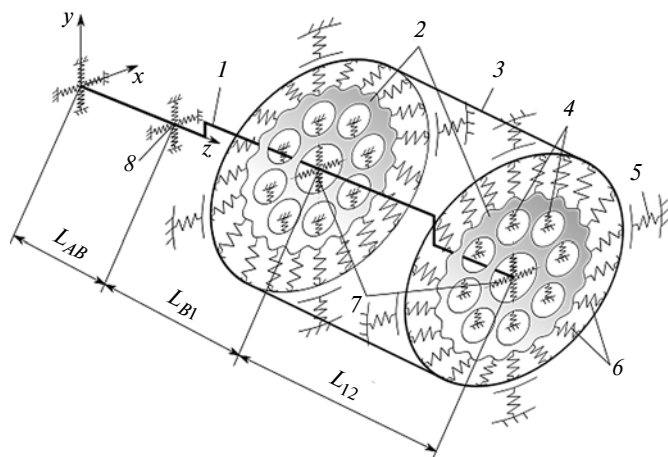


Рис. 2. Расчетная схема планетарно-цевочной передачи:

1 — эксцентриковый вал; 2 — сателлиты; 3 — обойма; 4—8 — упругие элементы: моделирующие опоры эксцентрикового вала (8), сателлитов (7), обоймы (5) и места контакта сателлита с цевками (6) и пальцами (4)

сателлитами имеет 11 степеней свободы. Запишем все степени свободы передачи в виде вектора  $\chi$ :

$$\chi = \{u_h \ v_h \ \alpha_h \ \beta_h \ \gamma_h \ u_1 \ v_1 \ \gamma_1 \ u_2 \ v_2 \ \gamma_2\}^T.$$

Упругие связи можно условно разделить на две группы: опоры (подшипники), ограничивающие перемещение деталей по двум направлениям, и места контакта (цевки, пальцы механизма параллельных кривошипов), ограничивающие перемещение деталей по нормали к своей поверхности. Для каждой  $i$ -й связи составим вектор локальных перемещений  $\delta_i$  и обозначим  $B_i$  — матрицу локальных перемещений  $i$ -й связи, которая переводит вектор глобальных перемещений в вектор локальных перемещений:  $\delta_i = B_i \chi$ . Силы, действующие на сателлиты и обойму в  $i$ -й опоре или месте контакта, запишем в виде вектора  $R_i$ . Связь между силами и перемещениями можно выразить матрицей упругости  $i$ -й связи  $D_i$  такой, что  $R_i = D_i \delta_i = D_i B_i \chi$ . В местах контакта матрица  $D_i$  зависит от вектора  $\delta$ : при положительном относительном перемещении точек контакта (раскрытии зазора) нагрузка между деталями не передается.

Для нахождения вектора  $\chi$  необходимо записать систему уравнений равновесия всех твердых тел модели. Условия равновесия имеют вид:

$$\sum_{i=0}^{z-1} R_i = R = \{F_{hx} \ F_{hy} \ M_{hx} \ M_{hy} \ T \ F_{c1x} \ F_{c1y} \ 0 \ F_{c2x} \ F_{c2y} \ 0\}^T,$$

где  $z$  — общее число связей;  $F_{c1x}, F_{c1y}, F_{c2x}, F_{c2y}$  — проекции на оси координат центробежных сил, действующих на сателлиты;  $F_{hx}, F_{hy}$  — проекции консольной силы на выходном валу на оси координат;  $M_{hx}, M_{hy}$  — внешние опрокидывающие моменты, действующие на обойму.

После ряда преобразований получим систему из 11 уравнений, решением которой будут глобальные перемещения  $\chi$ :

$$\left[ \sum_{k=0}^{z_p-1} (B_{1k}^T D_{1k} B_{1k} + B_{2k}^T D_{2k} B_{2k}) + \sum_{j=0}^{z_f-1} (B_{1j}^T D_{1j} B_{1j} + B_{2j}^T D_{2j} B_{2j}) + B_e^T D_e B_e + B_h^T D_h B_h \right] \chi = R, \quad (3)$$

где  $B_{1k}, D_{1k}, B_{2k}, D_{2k}$  — матрицы локальных перемещений и упругости для мест контакта первого и второго сателлита  $k$ -й цевкой;  $B_{1j}, D_{1j}, B_{2j}, D_{2j}$  — матрицы локальных перемещений и упругости для мест контакта первого и второго сателлита  $j$ -м пальцем;  $B_e, D_e, B_h, D_h$  — матрицы локальных перемещений и упругости для эксцентрикового вала и обоймы;  $z_p$  — число цевок;  $z_f$  — число пальцев. Поскольку матрицы  $D_i$  зависят от того, участвует ли конкретная цевка (палец) в контакте, систему уравнений необходимо решать многократно, уточняя набор «неработающих» мест контакта.

Рассмотрим основные виды упругих связей, накладываемых на сателлиты и обойму в планетарно-цевочной передаче.

Геометрия **подшипников выходного вала** характеризуется расстоянием  $L_{CD}$  (см. рис. 1) между подшипниками. Характерными перемещениями будем считать перемещения  $u_C, v_C, u_D, v_D$  этих точек вдоль осей координат  $x, y$  вследствие изменения положения и перекоса обоймы. Из геометрических соображений матрица  $B_h$  размерностью  $4 \times 11$  будет иметь вид

$$B_h = \begin{Bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 1 & 0 & 0 & -L_{CD} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1 & L_{CD} & 0 & 0 & \dots & 0 \end{Bmatrix}. \quad (4)$$

Поскольку обойма является абсолютно жестким телом, силы  $R_h$ , которые на нее действуют в точках приложения реакций подшипников, могут быть обусловлены только податливостью самих подшипников. Обозначая жесткости подшипников выходного вала  $r_C$  и  $r_D$ , получим:

$$R_h = \begin{Bmatrix} R_{Cx} \\ R_{Cy} \\ R_{Dx} \\ R_{Dy} \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} r_C & 0 & 0 & 0 \\ 0 & r_C & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_D & 0 \\ 0 & 0 & 0 & r_D \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} v_C \\ v_C \\ u_D \\ u_D \end{Bmatrix} = D_h \delta_h. \quad (5)$$

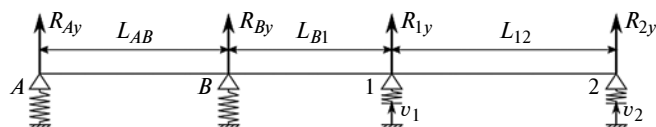


Рис. 3. Расчетная схема эксцентрикового вала

Геометрия **эксцентрикового вала** характеризуется расстоянием между его опорами (подшипниками двигателя)  $L_{AB}$ , расстоянием от передней опоры вала до середины ближайшего сателлита  $L_{B1}$ , расстоянием между сателлитами  $L_{12}$  (см. рис. 1). Для сокращения записи введем  $L_{A1} = L_{AB} + L_{B1}$ ,  $L_{A2} = L_{AB} + L_{B1} + L_{12}$ ,  $L_{B2} = L_{B1} + L_{12}$ . Обозначим также  $L_{M1} = L_{AB}/2 + L_{B1}$ ,  $L_{M2} = L_{AB}/2 + L_{B1} + L_{12}$  — расстояния от середины ротора двигателя до центров сателлитов. Характерными перемещениями являются перемещения  $u_1, v_1, u_2, v_2$  подшипников, на которых установлены сателлиты, поэтому матрица  $B_e$  размерностью  $4 \times 11$  определяется выражением:

$$B_e = \begin{Bmatrix} 0 & \dots & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{Bmatrix}. \quad (6)$$

Установим взаимосвязь между перемещениями сателлитов и силами, с которыми на них действует эксцентриковый вал. Расчетная схема эксцентрикового вала приведена на рис. 3.

Обозначим  $R_{Ay}, R_{By}$  — вертикальные реакции в опорах вала,  $R_{1y}, R_{2y}$  — вертикальные составляющие сил, с которыми эксцентриковый вал действует на сателлиты (см. рис. 3). Уравнения равновесия вала в вертикальной плоскости имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} R_{Ay} + R_{By} + R_{1y} + R_{2y} &= 0; \\ R_{By} L_{AB} + R_{1y} L_{A1} + R_{2y} L_{A2} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Изгибная податливость эксцентрикового вала характеризуется модулем упругости  $E$  и моментом инерции  $I_x = \pi d_e^4 / 64$ , где  $d_e$  — средний диаметр эксцентрикового вала. Уравнение упругой линии вала можно записать в следующем виде:

$$v(z) = v_0 + \alpha_0 z + \frac{R_{Ay} z^3}{6EI_x} + \frac{R_{By} \theta (z - L_{AB})(z - L_{AB})^3}{6EI_x} + \frac{R_{1y} \theta (z - L_{A1})(z - L_{A1})^3}{6EI_x}, \quad (8)$$

где  $v_0$  — прогиб вала в начале координат;  $\alpha_0$  — угол перекоса сечения вала в начале координат;  $\theta(z)$  —

функция Хевисайда, принимающая значение 1 при положительном аргументе и 0 в остальных случаях.

Обозначим  $r_A, r_B$  — жесткости опор эксцентрикового вала,  $r_1, r_2$  — жесткости подшипников, на которых установлены сателлиты. Условия совместности перемещений имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} v(0) &= -R_A/r_A; \\ v(L_{AB}) &= -R_B/r_B; \\ v(L_{A1}) - v_1 &= -R_1/r_1; \\ v(L_{A2}) - v_2 &= -R_2/r_2. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Система уравнений (7)—(9) позволяет выразить перемещения сателлитов через силы, действующие на подшипники, установленные на эксцентриках. После ряда преобразований получим:

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= aR_{1y} + bR_{2y}; \\ v_2 &= bR_{1y} + cR_{2y}, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где параметры податливости  $a, b, c$  определяются уравнениями:

$$a = \frac{1}{r_A} \left( \frac{L_{B1}}{L_{AB}} \right)^2 + \frac{1}{r_B} \left( \frac{L_{A1}}{L_{AB}} \right)^2 + \frac{1}{r_1} + \frac{L_{A1}L_{B1}^2}{3EI_x};$$

$$b = \frac{L_{B1}L_{B2}}{L_{AB}^2 r_A} + \frac{L_{A1}L_{A2}}{L_{AB}^2 r_B} + \frac{L_{A1}L_{B1}L_{B2}}{3EI_x};$$

$$c = \frac{1}{r_A} \left( \frac{L_{B2}}{L_{AB}} \right)^2 + \frac{1}{r_B} \left( \frac{L_{A2}}{L_{AB}} \right)^2 + \frac{1}{r_2} + \frac{L_{A2}L_{B2}^2}{3EI_x}.$$

Выражая в системе уравнений (10) реакции через перемещения центров сателлитов и проводя аналогичные вычисления в горизонтальной плоскости, получим:

$$\mathbf{R}_e = \begin{Bmatrix} R_{1x} \\ R_{1y} \\ R_{2x} \\ R_{2y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} c & 0 & b & 0 \\ 0 & c & 0 & b \\ b & 0 & a & 0 \\ 0 & b & 0 & a \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \end{Bmatrix} = \mathbf{D}_e \delta_e. \quad (11)$$

Геометрия механизма параллельных кривошипов характеризуется числом пальцев  $z_f$  и диаметром  $a_f$  окружности, на которой они расположены (см. рис. 1). Из геометрических соображений получим:

$$B_{1j} = \left\{ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ \frac{a_f}{2} \sin\left(\frac{2\pi j}{z_f}\right) \ 0 \ 0 \ 0 \right\};$$

$$B_{2j} = \left\{ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ -1 \ -\frac{a_f}{2} \sin\left(\frac{2\pi j}{z_f}\right) \right\}. \quad (12)$$

Сила, действующая на сателлит со стороны пальца, может быть оценена по следующей зависимости [10]:

$$R_{1j} = \frac{\pi}{4} b_p \left( \frac{1 - \mu_s^2}{E_s} + \frac{1 - \mu_f^2}{E_f} \right)^{-1} \theta(\delta_{1j}) \delta_{1j} = D_{1j} \delta_{1j}, \quad (13)$$

где  $b_p$  — ширина сателлита;  $E_s, E_f$  и  $\mu_s, \mu_f$  — модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов сателлита и пальца (втулки).

Функция Хевисайда в формуле (13) не позволяет месту контакта работать на растяжение. Матрица (скаляр)  $D_{2j}$  определяется по формуле, аналогичной выражению (13).

Геометрию **циклоидального зацепления** сателлита с цевками можно описать следующими параметрами:  $a_p$  — делительный диаметр передачи (диаметр окружности, на которой расположены цевки);  $z_p$  — число цевок;  $z_c = z_p - 1$  — число зубьев сателлита;  $e$  — эксцентриситет;  $\lambda = 2ez_p/a_p$  — коэффициент укорочения трохоиды;  $d_p$  — диаметр цевки (см. рис. 1). Плоская кривая, образующая профиль сателлита, описывается следующим параметрическим уравнением в системе координат сателлита [7]:

$$\mathbf{P}(t) = \frac{a_p}{2} \begin{Bmatrix} \sin t \\ \cos t \end{Bmatrix} - e \begin{Bmatrix} \sin(z_p t) \\ \cos(z_p t) \end{Bmatrix} + \frac{d_p}{2} \mathbf{N}(t),$$

где  $t = 0 \div 2\pi$  — свободный параметр;  $\mathbf{N}(t)$  — вектор нормали, направленный в тело сателлита, определяемый выражением [7]:

$$\mathbf{N}(t) = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos(z_c t)}} \begin{bmatrix} \lambda \begin{Bmatrix} \sin(z_p t) \\ \cos(z_p t) \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \sin t \\ \cos t \end{Bmatrix} \end{bmatrix}.$$

Чтобы получить радиус-векторы, соответствующие местам контакта цевок с сателлитами, нужно в эти выражения подставить значения свободного параметра  $t_k = 2\pi k/z_p$ , где  $k = 0 \div (z_p - 1)$  — номер цевки. Обозначим далее  $P_{kx} = P_x(2\pi k/z_p)$ ,  $P_{ky} = P_y(2\pi k/z_p)$ ,  $N_{kx} = N_x(2\pi k/z_p)$ ,  $N_{ky} = P_y(2\pi k/z_p)$ .

Сближение цевки с сателлитом зависит как от упругого перемещения и поворота сателлита, так и от упругого перемещения, поворота и перекоса обоймы. Влияние перекоса обоймы пропорционально расстоянию от переднего подшипника выходного вала до сателлита, которое составляет  $L_{C1} = L_{AC} - L_{AB} - L_{B1}$  для первого сателлита и  $L_{C2} = L_{C1} + L_{12}$  для второго сателлита. Из гео-

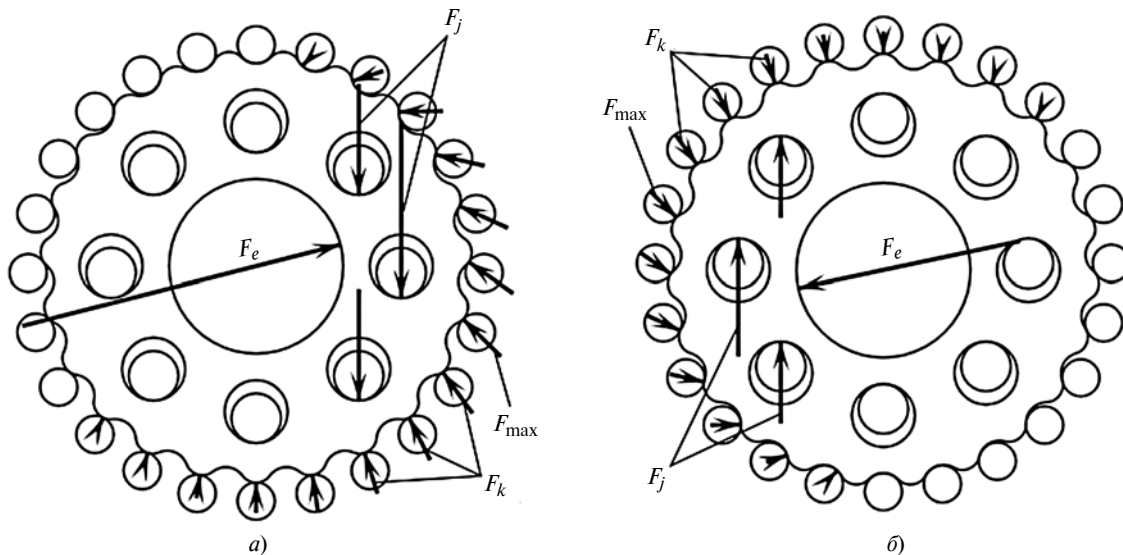


Рис. 4. Силы, передаваемые первым (а) и вторым (б) спутниками:

$F_k, F_j, F_e$  — силы, действующие на спутник со стороны, соответственно, цевки, пальцев, подшипника;  $F_{\max}$  — максимальная сила, действующая со стороны цевки на спутник

метрических соображений матрицы  $\mathbf{B}_{1k}$  и  $\mathbf{B}_{2k}$  имеют вид:

$$\mathbf{B}_{1k} = \begin{Bmatrix} -N_{kx} & -N_{ky} & -l_{C1}N_{ky} & l_{C1}N_{kx} & eN_{kx} & -C_k & N_{kx} \\ & N_{ky} & C_k & 0 & 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix};$$

$$\mathbf{B}_{2k} = \begin{Bmatrix} N_{kx} & N_{ky} & l_{C2}N_{ky} & -l_{C2}N_{kx} & eN_{kx} & -C_k & 0 & 0 & 0 \\ -N_{kx} & -N_{ky} & C_k & & & & & & \end{Bmatrix}, \quad (14)$$

где  $C_k = P_{kx}N_{ky} - P_{ky}N_{kx}$ .

Матрица  $D$  для места контакта спутника с цевкой является скаляром и может быть определена по формуле, аналогичной выражению (13). Сила, действующая на цевку, составит:

$$R_{1k} = \frac{\pi}{4} b_p \left( \frac{1 - \mu_s^2}{E_s} + \frac{1 - \mu_p^2}{E_p} \right)^{-1} \theta(\delta_{1k}) \delta_{1k} = D_{1k} \delta_{1k}, \quad (15)$$

где  $E_p, \mu_p$  — модуль упругости и коэффициент Пуассона материала цевки. Матрица  $D_{2k}$  определяется соотношением, аналогичным формуле (15).

Таким образом, упругие перемещения обоймы и спутников можно определить решением системы уравнений (3), подставляя в нее матрицы  $\mathbf{B}_{1k}, \mathbf{B}_{2k}, \mathbf{B}_{1j}, \mathbf{B}_{2j}, \mathbf{B}_e$  и  $\mathbf{B}_h$  из соотношений (4), (6), (12), (14), а матрицы  $\mathbf{D}_{1k}, \mathbf{D}_{2k}, \mathbf{D}_{1j}, \mathbf{D}_{2j}, \mathbf{D}_e$  и  $\mathbf{D}_h$  из соотношений (5), (11), (13), (15). Далее силы, передаваемые цевками, можно найти по формуле (15), пальцами механизма параллельных кривошипов — по формуле (13), подшипниками, на которых установлены спутники, — по формуле (11), опор выходного вала — по формуле (5).

В качестве примера рассмотрим распределение нагрузки по элементам планетарно-цевочного редуктора (см. рис. 1), со следующими параметрами:  $z_p = 24, z_f = 8, a_p = 110$  мм,  $d_p = 9$  мм,  $e = 1,6$  мм,

$b_p = 14$  мм,  $a_f = 70$  мм,  $L_{AB} = 96$  мм,  $L_{B1} = 17$  мм,  $L_{12} = 14$  мм,  $L_{AC} = 98$  мм,  $L_{CD} = 41$  мм,  $d_e = 15$  мм. Цевки и эксцентриковый вал изготовлены из стали ( $E_s = E = 210$  ГПа,  $\mu_s = 0,3$ ), втулки, надетые на пальцы механизма параллельных кривошипов, изготовлены из латуни ( $E_f = 95$  ГПа,  $\mu_f = 0,35$ ), спутники изготовлены из капролона ( $E_s = 4$  ГПа,  $\mu_s = 0,4$ ). В электродвигателе установлены радиальные шариковые подшипники типов 201 и 202, спутники опираются на радиальные роликовые подшипники типа 2104, обойма опирается на радиальные шариковые подшипники типа 816. По данным работы [11] оценим жесткости опор:  $r_1 = r_2 = 200$  Н/мкм,  $r_A = r_B = 60$  Н/мкм,  $r_C = r_D = 120$  Н/мкм. Расчет проведен при крутящем моменте на обойме  $T = 50$  Н·м. Результаты расчета представлены на рис. 4.

Как видно из рис. 4, ближайший к двигателю спутник передает большую долю вращающего момента, что можно оценить коэффициентом  $k_s$  неравномерности распределения нагрузки. Обозначив  $T_{s1}$  — момент, передаваемый первым спутником, получим:

$$k_s = \frac{z_s T_{s1}}{T} = \frac{z_s}{T} \sum_{k=0}^{z_p-1} R_{1k} (P_{1kx} N_{1ky} - P_{1ky} N_{1kx}). \quad (16)$$

В приведенном примере первый спутник передает момент  $T_{s1} = 29$  Н·м, что соответствует  $k_s = 1,16$  при приложенном к обойме моменте  $T = 50$  Н·м.

Максимальная сила, действующая на цевку со стороны одного спутника,  $F_{\max} = 130$  Н, что несколько больше оценки по формуле (1)  $F'_{\max} = 112$  Н. Отношение максимальной силы, действующей на цевку, рассчитанной по общепринятой (1) методике и предлагаемым методом расчета составляет

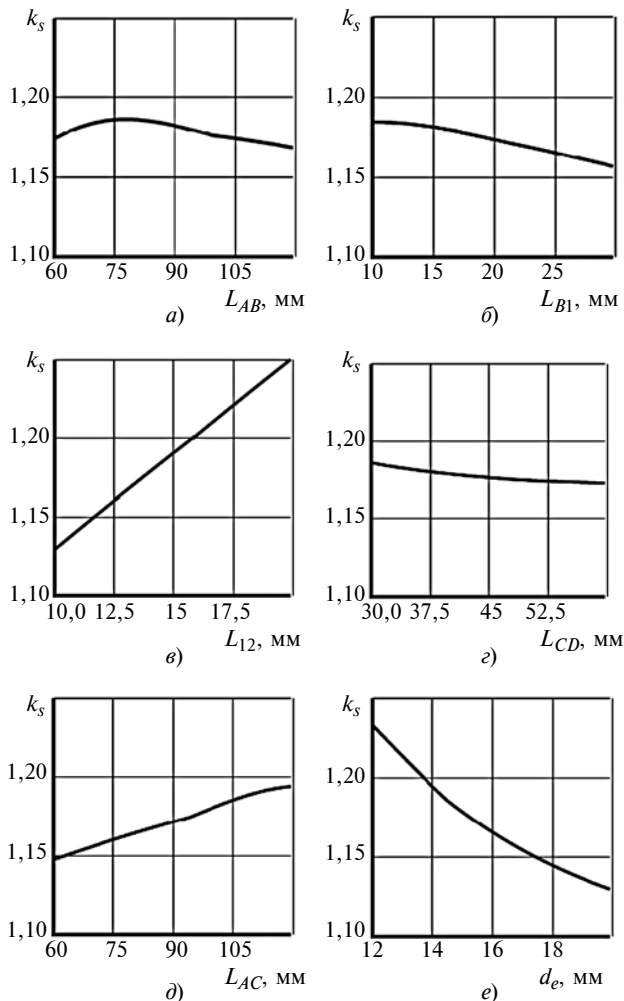


Рис. 5. Зависимости (а–е) коэффициента  $k_s$  неравномерности распределения нагрузки между сателлитами от линейных размеров редуктора

$F_{\max}/F'_{\max} = 1,16$ , что равно коэффициенту неравномерности распределения нагрузки между сателлитами.

Проанализируем, в каком диапазоне может изменяться коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами для приведенной на рис. 1 компоновки редуктора. На рис. 5 приведены зависимости коэффициента  $k_s$ , вычисленного по формуле (16), от основных линейных параметров редуктора, указанных на рис. 1.

Как видно из рис. 5, наибольший вклад в неравномерность распределения нагрузки между сателлитами вносят расстояние  $L_{12}$  между сателлитами (которое целесообразно уменьшать) и средний диаметр  $d_e$  эксцентрикового вала (который целесообразно увеличивать). При этом расстояние  $L_{CD}$  между опорами обоймы практически не влияет на неравномерность распределения нагрузки между сателлитами, что можно объяснить незначительным перекосом обоймы от сил, возникающих в зацеплении. При консольном расположении эксцентри-

кового вала (см. рис. 1), коэффициент  $k_s$  может изменяться в диапазоне от 1,1 до 1,3 (см. рис. 5). Если опоры эксцентрикового вала расположены в корпусе симметрично, то из соображений симметрии задачи коэффициент  $k_s$  должен принимать значения, близкие к единице.

Таким образом, предлагаемая методика позволяет уточнить формулу (2) для проектного расчета введением коэффициента  $k_s$ , учитывающего пространственный перекос деталей редуктора:

$$[T] = 0,128 a_p^2 b_p \frac{z_s [\sigma_H]^2}{k_s E^*}. \quad (17)$$

Для приведенного примера реальной конструкции редуктора уточнение максимальной силы, действующей на цевку, составило 16 %. Наибольшей точности расчета можно достичь, применяя формулу (17) для проектных расчетов, а после определения всех геометрических и жесткостных параметров редуктора уточняя нагрузки, действующие на элементы передачи итерационным решением системы уравнений (3).

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Шанников В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением. Л.: Mashgiz, 1948. 173 с.
2. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. Л.: Машиностроение, 1966. 308 с.
3. Lehmann M. Berechnung und Messung der Kräfte in einem Zykloiden-Kurvenscheiben-Getriebe. Dokt. Diss. München, Techn. Univ., Fachbereich Maschinenwesen. 1976. 224 p.
4. Influence of the friction on the cycloidal speed reducer efficiency / M. Blagojevic, M. Kocic, N. Marjanovic, B. Stojanovic // Journal of the Balkan Tribological Association. 2012. № 18 (2). P. 217–227.
5. Stress and strain of single-stage cycloidal speed reducer / M. Blagojevic, Z. Dordevic, N. Marjanovic, B. Stojanovic // IRMES, 2011. P. 553–558.
6. Расчет планетарно-цевочной передачи с учетом упругих деформаций сателлита / М. М. Ермолаев, А. С. Иванов, Ю. В. Сеницына, А. В. Чиркин // Современное машиностроение: наука и образование ММЕСЕ-2016. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. С. 464–475. DOI 10.1872/MMF-2016-45.
7. Yang D. C. H., Blanche J. G. Design and application guidelines for cycloid drives with machining tolerances // Mechanism and Machine Theory. 1990. Т. 25. № 5. P. 487–501.
8. Захаров М. Н. Прочностная надежность оборудования: учебное пособие. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. 123 с.
9. Метод расчета планетарно-цевочной передачи / М. М. Ермолаев, А. С. Иванов, Ю. В. Сеницына, А. В. Чиркин // Машиностроение и техносфера XXI века: Донецк: ДонНТУ. 2017. С. 151–157.
10. Попов В. Л. Механика контактного взаимодействия и физика трения. М.: Физматлит, 2012. 348 с.
11. Фигатнер А. М. Расчет и конструирование шпиндельных узлов с подшипниками качения металлорежущих станков. М.: НИИМаш, 1971. 193 с.

О. А. ЛЕОНОВ, Н. Ж. ШКАРУБА, доктора технических наук, Ю. Г. ВЕРГАЗОВА, П. В. ГОЛИНИЦКИЙ, кандидаты технических наук, У. Ю. АНТОНОВА (РГАУ — МСХА им. К. А. Тимирязева), e-mail: metr@rgau-msha.ru

## Методы и средства контроля качества обработки гильз цилиндров на ремонтных машиностроительных предприятиях

Рассмотрено применение классических инструментов контроля качества при обработке гильз цилиндров под ремонтный размер: карт Шухарта скользящих размахов и индивидуальных значений, а также гистограммы для анализа точности настройки технологического процесса. Разработан контрольный лист для определения брака и потерь по всем видам дефектов. Обоснован и реализован метод межгрупповой взаимозаменяемости для соединения поршень—гильза, полностью исключая незавершенное производство.

**Ключевые слова:** контроль, качество, инструмент контроля, гильза цилиндра, селективная сборка.

The application of classical quality control tools in the processing of cylinder liners for repair size is considered: Shewhart cards of sliding ranges and individual values, as well as histograms for analyzing the accuracy of the technological process control. A checklist has been developed to identify waste and losses for all types of defects. The method of intergroup interchangeability for the piston-sleeve joint, which completely eliminates inventory backup, is substantiated and implemented.

**Keywords:** control, quality, control tool, cylinder liner, selective assembly.

Поддержание рабочего состояния сложной техники осуществляют ремонтные машиностроительные предприятия [1]. Качество ремонта определяется множеством факторов, в том числе и контролем, назначение которого выявить производственный брак и тем более не допустить его до потребителя [2]. Ремонтное производство от машиностроительного производства отличается изначальным качеством деталей, узлов и агрегатов. Подвижные соединения агрегатов и машин, поступающих в ремонт, изношены и зазоры в них близки к предельным [3]. В результате разборки-сборки уменьшаются натяги в неподвижных соединениях машин [4]. Между точностью и надежностью соединений существует прямая связь [5, 6], поэтому долговечность отремонтированных агрегатов меньше, чем новых. Сложности возникают и при соблюдении норм единой системы допусков и посадок при ремонте [7]. Современная статистика показывает, что существующие на передовых машиностроительных предприятиях методы и инструменты контроля качества позволяют решить от 80 до 95 % проблем, а в мелкосерийном машиностроении и ремонтном производстве они представлены слабо. Внедрение методов и инструментов контроля качества определяет-

ся, во-первых, возможностью иметь достоверные данные по браку, во-вторых, вовремя предпринять корректирующие и предупреждающие действия для уменьшения несоответствий в производстве. Качество технологических процессов, деталей, узлов и агрегатов зависит также от рационального метрологического обеспечения измерений с целью уменьшения рисков внутренних и внешних потерь [8].

Цель данной работы — обеспечение качества обработки гильз цилиндров под ремонтный размер с помощью инструментов контроля качества, совершенствованием системы измерений, сокращением незавершенного производства при использовании метода межгрупповой взаимозаменяемости.

Разработана обобщенная методика применения методов и средств обеспечения качества на ремонтных предприятиях и определены главные контрольные точки (рис. 1):

КТ1 — контроль качества очистки;

КТ2 — контроль дефектов изношенной гильзы по параметрам точности (внутреннего диаметра и отклонений формы, соответствия диаметров верхнего и нижнего центрирующих поясков, высоты от верхнего торца до упорного бурта) и по механическим параметрам (задиры, трещины и раковины);

КТ3 — итоговый контроль качества обработки внутренней поверхности гильзы цилиндров (размеров, шероховатости и отклонений формы).

Анализ технологического процесса обработки гильзы цилиндров показал, что на всех этапах следует использовать контрольные листки для анализа брака. Статистическую оценку стабильности хонингования внутренней поверхности гильзы необходимо проводить с помощью контрольных карт Шухарта по количественному признаку, причем для мелкосерийного ремонтного производства целесообразно использовать карты скользящих размахов и индивидуальных значений, которые позволяют реализовать сплошной контроль с оценкой стабильности процесса.

Гильзы цилиндров после обработки комплектуются по группам селективной сборки с поршнями. Показатели качества сборки существенно улучшаются при использовании метода межгрупповой взаимозаменяемости [9, 10], который позволяет за счет уменьшения в 2 раза групповых допусков осуществлять сборку соответствующих деталей из смежных групп. При таком подходе наименьший групповой зазор не изменяется, а наибольший групповой зазор уменьшается на величину группового допуска детали до применения метода. Метод меж-



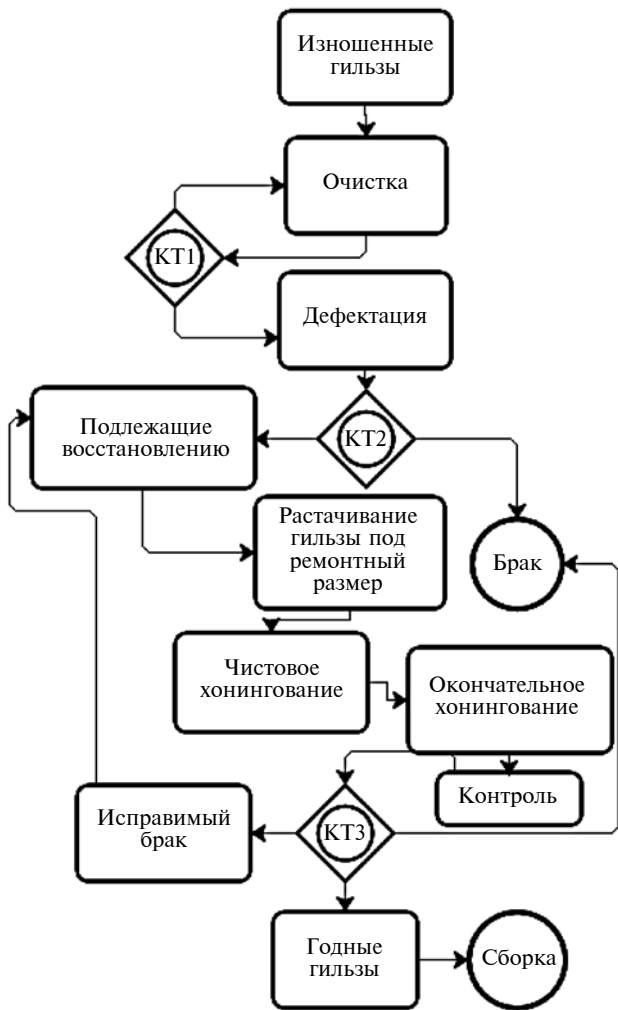


Рис. 1. Блок-схема технологического процесса ремонта гильз цилиндров с указанием мест контрольных точек

групповой взаимозаменяемости особенно эффективен в условиях единичного и мелкосерийного производства вследствие сокращения незавершенного производства, т. е. значительного уменьшения деталей, которым не нашлась соответствующая пара [11].

При селективной сборке групповой допуск  $T_{гр}$  деталей определяется делением технологического допуска  $T$  на число  $n$  групп селекции:

$$T_{гр} = T/n.$$

Групповые допуски соединяемых деталей при межгрупповой взаимозаменяемости уменьшаются в 2 раза и определяются по формуле

$$T'_{гр} = T/(2n) = 0,5T_{гр}.$$

Наибольший зазор в посадке при обычной селекции определяется формулой

$$S_{гр \max} = S_{гр \min} + T_{гр d} + T_{гр D},$$

где  $S_{гр \min}$  — наименьший групповой зазор в посадке;  $T_{гр d}$  и  $T_{гр D}$  — групповые допуски вала (индекс  $d$ ) и отверстия (индекс  $D$ ).

При условии  $T_{гр d} = T_{гр D} = T_{гр}$  получим:

$$S_{гр \max} = S_{гр \min} + 2T_{гр}.$$

Наибольший зазор в посадке при межгрупповой взаимозаменяемости определяется формулой

$$\begin{aligned} S'_{гр \max} &= S_{гр \min} + 0,5(T_{гр d} + T_{гр D}) = \\ &= S_{гр \min} + T_{гр}. \end{aligned}$$

Тогда дополнительный запас на износ составит:

$$I_d = S_{гр \max} - S'_{гр \max} = T_{гр} = 2T'_{гр}.$$

Таким образом, метод межгрупповой взаимозаменяемости позволяет найти резервы для дополнительного запаса на износ и значительно уменьшить потери, связанные с незавершенным производством. В итоге повышается общее качество сборки. Недостаток данного метода — повышенные требования к точности измерений при сортировке деталей на группы и незначительное увеличение трудоемкости контроля.

Для исследований использовали детали соединения «поршень — гильза» двигателей ЗМЗ, устанавливаемых на автомобилях «Газель», «Волга», «Соболь», УАЗ «Патриот», ГАЗ-2705 («Буханка») и др. При изготовлении и капитальном ремонте этих двигателей в соединениях «поршень — гильза» применяется селективная сборка по пяти группам с групповым допуском  $T_{гр} = 12$  мкм, в частности, рассматривается типоразмер 92 мм для двигателей ЗМЗ-402, 406.

На предприятиях для контроля внутреннего диаметра гильзы цилиндров используют средство измерений (СИ) — индикаторный нутромер НИ-100 с ценой деления 0,001 мм отсчетного устройства. Приняты условные обозначения: СИ1 — при настройке по концевым мерам 1-го класса, погрешность  $\Delta_{lim} = \pm 6$  мкм; СИ2 — при настройке по установочным кольцам,  $\Delta_{lim} = \pm 3,5$  мкм. В результате контроля сформировались параметры разбраковки (табл. 1). При применении более точного СИ число неправильно принятых гильз уменьшилось на 11 %, а неправильно забракованных — на 15 %.

С помощью контрольных карт Шухарта скользящих размахов и индивидуальных значений оценивали стабильность финишной обработки внутренней поверхности гильзы цилиндров под 1-й ремонтный размер  $92,5^{+0,084}_{+0,024}$  мм на хонинговальном станке 3А833 (табл. 2, рис. 2).

В результате расчета статистических параметров контрольных карт, представленных в табл. 2, получили индекс воспроизводимости процесса  $C_{pk} = 1$  и установили, что процесс удовлетворяет критериям стабильности, число вероятных несоответствий составляет не более 0,27 %, выпадающие точки и линии тренда отсутствуют (см. рис. 2). С другой стороны, при обработке гильз цилиндров не наблю-

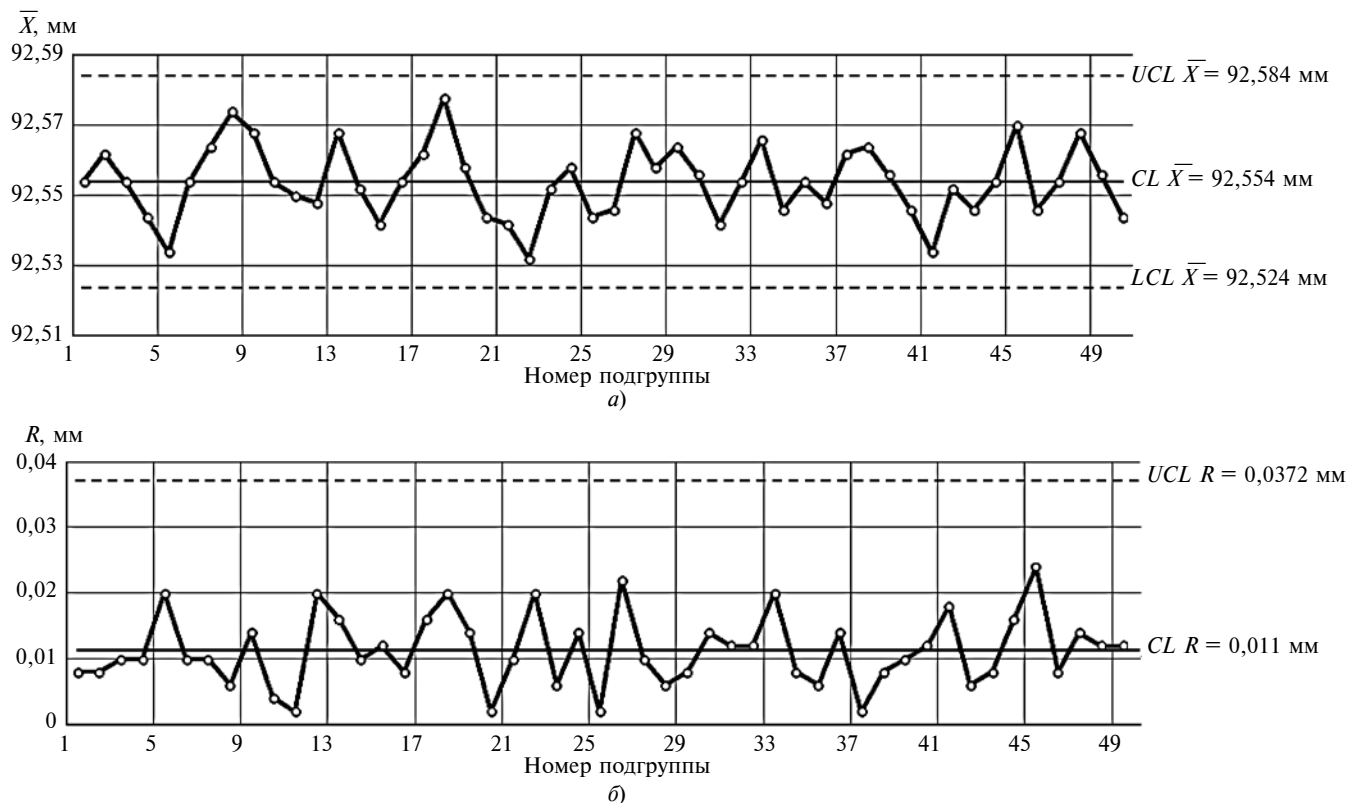


Рис. 2. Контрольные карты индивидуальных значений (а) и скользящих размахов (б) для станка 3А833

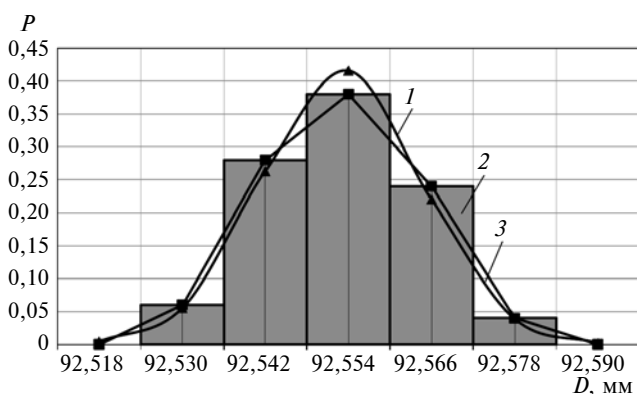


Рис. 3. Гистограмма для анализа рассеяния размеров отверстий гильз цилиндров после обработки:

1 — теоретическая кривая; 2 и 3 — полигон и гистограмма распределения

дался запас точности и имелась определенная вероятность появления брака.

Для количественного определения брака рекомендуется один из классических инструментов качества — гистограмма, с дальнейшим рассмотрением параметров точности и настроенности технологического процесса (рис. 3). Анализ гистограммы, представленный в табл. 3, показал: удовлетворительное по точности хонингование внутренней поверхности гильз цилиндров; отсутствие неисправимого брака; наличие 1 % исправимого брака; хорошую настроенность процесса. Такие параметры обеспечиваются квалифицированными рабочими, а сам процесс имеет существенно большую зону рассеяния, практически равную допуску, и малейшее отклонение от правильной настроенности вы-

Таблица 1

Параметры разбраковки гильз цилиндров при измерении индикаторным нутромером

Расстояние от середины поля допуска до границы соответствующей группы $2t$ , мм	Коэффициент точности измерений $A_{мет}$ , %	Число неправильно забракованных деталей $n$ , %	Число неправильно принятых деталей $m$ , %	Выход измеряемого параметра за границу допуска $c$ , мм
0,006	50/29,17	23/11,7	18,75/11,25	0,0054/0,00315
0,018	16,67/9,72	5,6/3,5	4,75/3	0,00558/0,00306
0,03	10/5,83	2,7/1,5	2,25/0,9	0,0054/0,00225
0,042	7,14/4,17	1,4/0,75	0,75/0,4	0,00378/0,00168
0,054	5,55/3,24	0,4/0,25	0,25/0,15	0,00162/0,000135
0,066	4,55/2,65	0,2/0,15	0,1/0,075	0,00066/0
Сумма	—/—	33,3/17,85	26,85/15,77	—/—

Примечание. В числителе приведены данные, полученные средством измерения СИ1, в знаменателе — СИ2.

Контрольный листок — карта фиксации дефектов гильзы цилиндров ЗМЗ						
Предприятие: Цех: Участок:	Операция: контроль Контролер:	Контролируемые размеры, мм 92,5 <sup>+0,084</sup> <sub>+0,024</sub>	Число деталей 160	Потери, руб.		
Эскиз детали 				Стоимость детали 3000 руб.	от одного дефекта	внутренние
				Число деталей с браком		
Тип дефекта	Данные контроля за 1 месяц		Вид брака			
Царапины	///		НБ	3	3000	9000
Трещины	/		НБ	1	3000	3000
Раковины	//		НБ	2	3000	6000
Шероховатость > $Ra_{доп}$	/		НБ	1	3000	3000
$D < D_{min}$	/		ИБ	1	350	350
$D > D_{max}$	—		НБ	—	—	—
Овальность > $EFK$	//		НБ	2	3000	6000
Конусообразность > $EZK$	//		НБ	2	3000	6000
Суммарные потери						33 350

Рис. 4. Новый контрольный листок с расчетом потерь

зовет появление брака. При дальнейшей эксплуатации станка увеличивается зона рассеяния и, как следствие, увеличивается исправимый брак.

Существующие контрольные листки не позволяют экономически оценить внутренние и внешние потери от дефектов. Поэтому для оценки исправимого и неисправимого брака по всем возможным дефектам и экономических потерь при контроле гильз цилиндров после обработки под ремонтный размер разработали новый контрольный листок (рис. 4).

Для реализации метода межгрупповой взаимозаменяемости на практике каждую группу селекции с допуском  $T_{гр} = 12$  мкм разделили на две под-

группы с допуском  $T'_{гр} = 6$  мкм в каждой (рис. 5). Не нарушая, а лишь ужесточая базовые условия сборки, детали собирали, как показано на рис. 6 на примере групп Г1, Д и Д1. Гильзу цилиндров из группы Д можно собрать с поршнем из групп Д и Д1, а гильзу цилиндров из группы Д1 также можно собрать с поршнем из групп Д и Д1. Дополнительно, при реализации 10 групп селекции формируется запас на износ  $I_d = 12$  мкм для двигателей ЗМЗ. При этом возрастает стабильность зазоров в посадке и соединение можно эксплуатировать практически с наименьшим зазором. Уменьшаются шумы и расход масла на угар, повышаются компрессия и

Таблица 2  
Расчет статистических параметров контрольных карт

Параметр, обозначение	Значение для станка 3А833
<i>Для карты скользящих размахов R</i>	
Центральная линия, $CL R$	0,011 мм
Верхняя контрольная граница, $UCL R$	0,0372 мм
Нижняя контрольная граница, $LCL R$	0 мм
<i>Для карты индивидуальных значений X</i>	
Центральная линия, $CL X$	92,554 мм
Верхняя контрольная граница, $UCL X$	92,584 мм
Нижняя контрольная граница, $LCL X$	92,524 мм
Индекс воспроизводимости процесса, $C_{pk}$	1

Таблица 3  
Результаты анализа рассеяния внутренних диаметров гильз цилиндров

Параметр, обозначение	Значение
Номинальный размер с отклонениями $D_n$ , мм	92,5 <sup>+0,084</sup> <sub>+0,024</sub>
Среднее значение $\bar{X}$ , мм	92,551
Среднеквадратическое отклонение $S$ , мм	0,0114
Критерий согласия Пирсона $\chi^2$	0,64
Вероятность $P$ согласия с законом нормального распределения	0,71
Коэффициент $K_T$ точности технологического процесса	0,95
Коэффициент $K_C$ настроенности технологического процесса	0,025

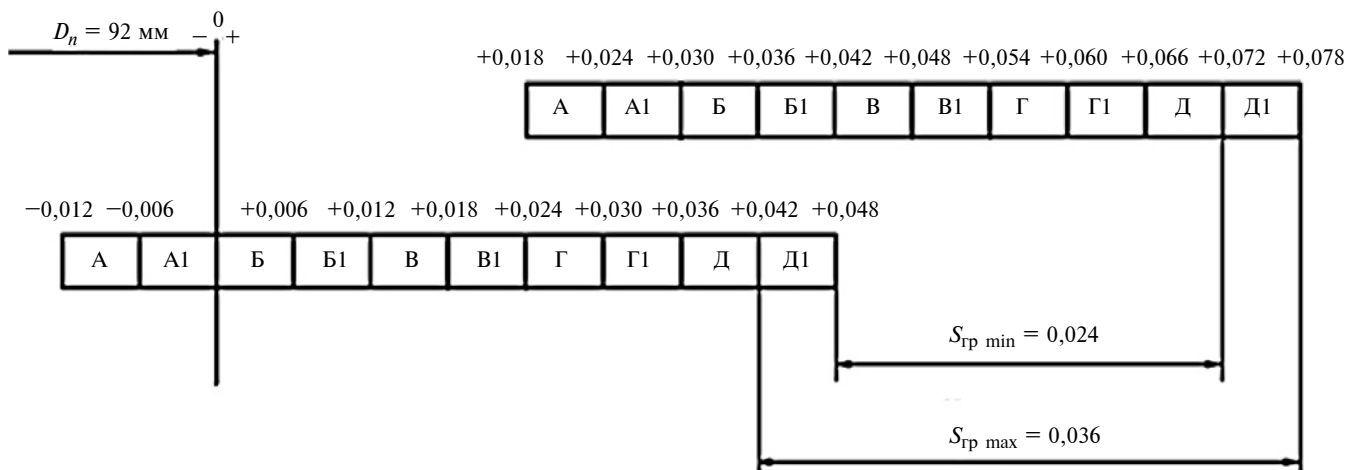


Рис. 5. Селективная сборка соединений «поршень — гильза» двигателей ЗМЗ по 10 группам

мощность двигателя, а главное — долговечность соединения.

Как видно из рис. 6 и данных табл. 4, метод межгрупповой взаимозаменяемости позволяет полностью исключить незавершенное производство за счет перехода деталей в смежные группы.

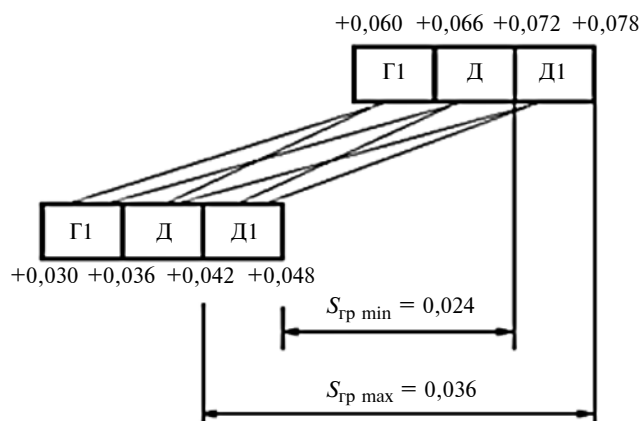


Рис. 6. Межгрупповая сборка в группах Г и Д

Таблица 4

Расчет незавершенного производства до (числитель) и после (знаменатель) применения метода межгрупповой взаимозаменяемости в соединении «поршень—гильза» двигателей ЗМЗ 402, 406

Группа	Межгрупповая взаимозаменяемость		
	Гильза цилиндров	Поршень	Незавершенное производство
А	2/2	1/2	1/0
А1	4/5	3/5	1/0
Б	10/8	9/8	1/0
Б1	18/15	17/15	1/0
В	19/20	18/20	1/0
В1	19/21	20/21	1/0
Г	14/13	16/13	2/0
Г1	10/11	11/11	1/0
Д	3/4	4/4	1/0
Д1	1/1	1/1	0/0
<b>Итого</b>	100/100	100/100	10/0

## Выводы

Рассмотрена целесообразность применения классических инструментов контроля качества для широко используемой в ремонтном производстве обработки гильз цилиндров под ремонтный размер. В результате анализа точности контроля рекомендовано внутренний диаметр гильзы измерять индикаторным нутромером НИ-100-0,001 при настройке по установочным кольцам, а диаметр юбки поршня — рычажной скобой СР-100-0,002, что позволит уменьшить на 11÷15 % число неправильно принятых и неправильно забракованных деталей. Качество и стабильность технологического процесса рекомендуется оценивать с помощью контрольных карт Шухарта скользящих размахов и индивидуальных значений, а точность и настроенность — с помощью гистограммы, что позволит выявить риски появления брака и провести корректирующую перенастройку станков.

Разработан специальный контрольный листок для количественного определения исправимого и неисправимого брака и потерь от всех возможных дефектов. Для мелкосерийного ремонтного производства теоретически обоснована и практически реализована замена селективной сборки методом межгрупповой взаимозаменяемости соединений «поршень — гильза», что позволило полностью исключить незавершенное производство, составляющее ранее ≈ 10 %.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Дорохов А. С., Корнеев В. М., Катаев Ю. В. Технический сервис в системе инженерно-технического обеспечения АПК // Сельский механизатор. 2016. № 8. С. 2—5.
2. Бондарева Г. И. Входной контроль и метрологическое обеспечение на предприятиях технического сервиса // Сельский механизатор. 2017. № 4. С. 36—38.
3. Leonov O. A., Shkaruba N. Zh. A Parametric Failure Model for the Calculation of the Fit Tolerance of Joints with

С. И. МАЛАФЕЕВ, д-р техн. наук (ООО Компания «Объединенная Энергия», Москва),  
А. А. МАЛАФЕЕВА, д-р техн. наук (Владимирский ГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых),  
В. И. КОНЯШИН, канд. техн. наук (ООО Компания «Объединенная Энергия», Москва),  
e-mail: simalafeev@gmail.com

## Снижение динамических нагрузок в мехатронной системе прокатного стана

Рассматривается способ коррекции регулирования мехатронной системы прокатного стана ДУО-300 с электроприводом постоянного тока. Приведены результаты исследования динамических процессов в мехатронной системе с предлагаемой коррекцией.

**Ключевые слова:** прокатный стан, мехатронная система, модель, электропривод, двигатель, регулятор, коррекция.

A correction method for regulating the mechatronic system of a «DUO-300» rolling mill with a direct current electric drive is considered. The results of the study of dynamic processes in the mechatronic system with the proposed correction are presented.

**Keywords:** rolling mill, mechatronic system, model, electric drive, engine, regulator, correction.

Мехатронные системы прокатных станов с приводными двигателями постоянного тока, как правило, имеют структуры с подчиненным регулированием координат [1, 2]. Возникающие при прокатке переходные процессы сопровождаются интенсивными колебаниями масс, обусловленными ударными нагрузками, зазорами в передачах и упругостью соединительных валов [3, 4]. Одновременно с колебательными процессами в главной линии прокатного стана происходят процессы буксования валков, связанные с разрушением поверхностного слоя прокатываемого металла (окалина) и приводящие к развитию высокочастотных колебаний кру-

тящего момента. Разрушение оксидного слоя имеет случайный характер: процесс прокатки даже двух следующих друг за другом слитков может существенно отличаться [5]. Вместе с упругими колебаниями моментов с той же частотой на валки действуют колебания давления, что свидетельствует о взаимосвязи механических процессов в прокатном стане с процессами в зоне деформации металла [6]. Характер происходящих процессов зависит, очевидно, от структуры системы управления электроприводом и применяемых настроек.

Исследование и моделирование процессов мехатронной системы прокатного стана показали, что причиной динамических нагрузок на начальном этапе прокатки является инерционность приводного двигателя: электромагнитный момент развивается с запаздыванием относительно крутящего момента [6, 7]. При этом уменьшается частота вращения двигателя, что приводит к раскрытию зазора в шестеренной клетке и развитию упругих колебаний. Увеличение коэффициента передачи пропорционального регулятора напряжения приводит к увеличению динамических нагрузок. Для демпфирования колебаний и ограничения динамических нагрузок существуют разные способы, основанные на применении специальных регуляторов, дополнительных устройств управления и др. [8–11].

В работе приводятся результаты разработки и исследования простого способа коррекции электропривода постоянного тока прокатного стана ДУО-300, уменьшающего амплитуды колебаний.



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 40)

Clearance // Journal of Friction and Wear. 2019. V. 40. N. 4. P. 332–336.

4. **Calculation** of fits for cylindrical connections with key for reducers in agricultural machinery / M. Erohin, O. Leonov, U. Kataev, U. Vergazova // Engineering for rural development. 2019. P. 469–474.

5. **Ерохин М. Н.** Взаимосвязь точности и надежности соединений при ремонте сельскохозяйственной техники // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2006. № 2. С. 22–25.

6. **Пастухов А. Г.** Методика оценки качества сборочных единиц по функциональным параметрам // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2014. № 3. С. 9–16.

7. **Бондарева Г. И.** Изменения в стандарте единой системы допусков и посадок // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 12. С. 39–42.

8. **Бондарева Г. И.** Влияние погрешности средств измерений на потери при ремонте сельхозтехники // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2007. № 11. С. 27–29.

9. **Набатников Ю. Ф.** Селективная сборка деталей машин в горном машиностроении // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2014. № 8. С. 159–164.

10. **Сорокин М. Н., Ануров Ю. Н.** Формализация метода межгрупповой взаимозаменяемости при реализации селективной сборки изделий // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2011. № 8. С. 16–19.

11. **Набатников Ю. Ф.** Обеспечение заданного ресурса деталей машин // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2011. № 4. С. 3–8.

## Коррекция мехатронной системы прокатного стана

Процессы прокатки — быстрые и необратимые, поэтому управление на основе обратной связи не обеспечивает требуемого качества их регулирования при резких изменениях нагрузки. При работе электропривода в результате нагрузки в механической передаче происходит раскрытие зазора, вызывающее удар и приводящее к увеличению динамических нагрузок. Поэтому для управления процессами в мехатронной системе прокатного стана особый интерес представляют способы компенсации возмущений, которые не устраняют возникающие колебания, а предотвращают их развитие или возникновение [12].

На рис. 1 приведена структурная схема мехатронной системы электропривода прокатного стана с коррекцией, обеспечивающей снижение динамических нагрузок дополнительным воздействием на подчиненный контур регулирования тока перед захватом слитка [13]. В мехатронной системе использован двигатель постоянного тока (ДПТ), скоростью которого управляет двухконтурная система, содержащая ПИ-регулятор тока с передаточной функцией  $H_{PT}(s)$  и регулятор скорости с передаточной функцией  $H_{PC}(s)$ . На схеме обозначено:  $L$  и  $r$  — индуктивность и активное сопротивление якорной обмотки двигателя;  $c$  — конструктивная постоянная двигателя;  $T$  — постоянная времени датчика интенсивности привода;  $J_d$  и  $J$  — моменты инерции ротора двигателя и клетки;  $H_v(s)$  и  $H_{3и}(s)$  — переда-

точные функции тиристорного преобразователя и датчика интенсивности;  $s$  — комплексная переменная;  $k_i$  и  $k_\Omega$  — коэффициенты передачи датчиков тока и скорости;  $u_0$  — сигнал задания угловой скорости;  $u$  — выходное напряжение тиристорного преобразователя;  $i$  — ток двигателя;  $\Omega$  и  $\Omega_1$  — угловые скорости двигателя и валков;  $\varphi$  и  $\varphi_1$  — углы поворота вала механизма и валков;  $k_M$  — коэффициент передачи редуктора;  $c_{12}$  — приведенная жесткость механической передачи;  $G(u)$  — нелинейный элемент, ограничивающий сигнал задания тока двигателя.

Модели механической подсистемы и технологической нагрузки включают математическое описание шестеренных клетей с упругими связями и зазором в передаче между двигателем и первой клетью и процесса прокатки [5]. Нелинейная зависимость  $F(M, M_H, \Omega)$  моделирует торможение двигателя за счет сил трения [14]:

$$F(M, M_H, \Omega) = \begin{cases} M - M_H & \text{при } \Omega \neq 0; \\ 0 & \text{при } |M| - |M_H| < 0 \text{ и } \Omega = 0, \end{cases}$$

где  $M$  — электромагнитный момент двигателя;  $M_H$  — момент нагрузки.

В схеме коррекции используются: датчик скорости  $v$  прокатки и датчик перемещения слитка; формирователь импульсов с амплитудой  $U_0$  и длительностью  $\Delta t$ ; управляемый таймер, определяющий длительность задержки импульсов

$$\tau = \frac{l}{v} - \tau_0,$$

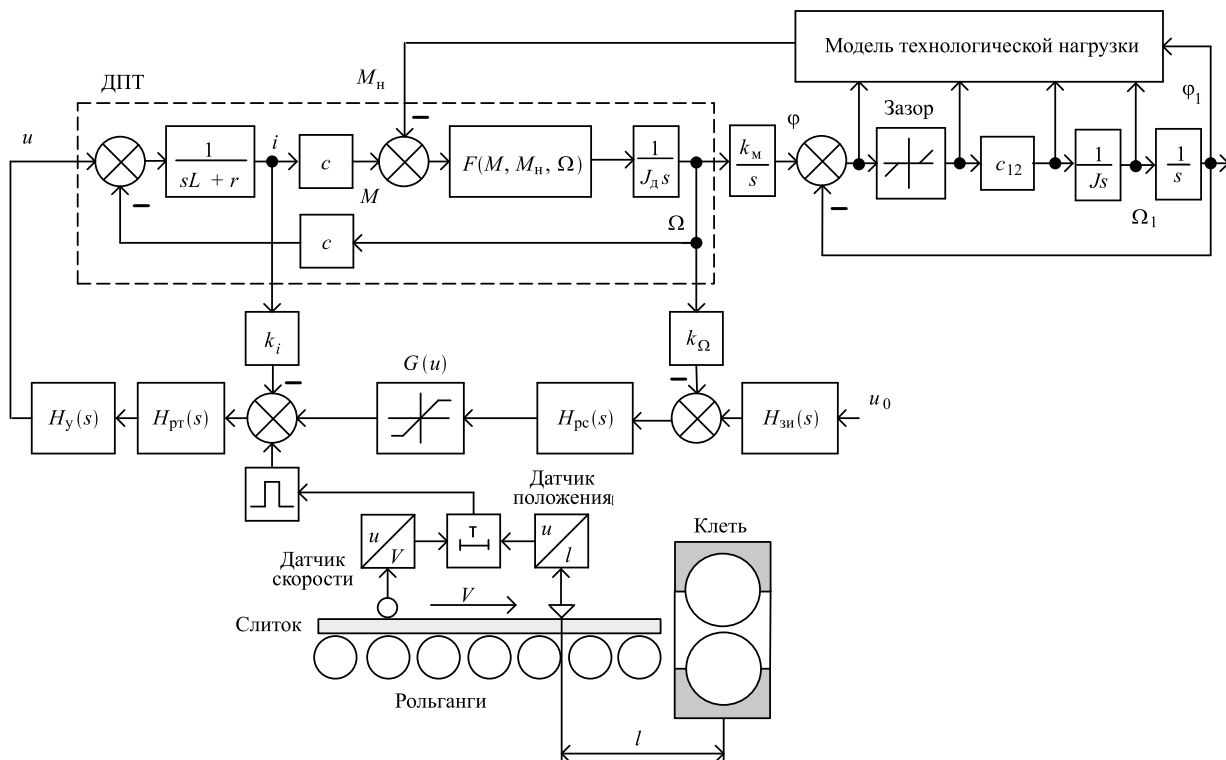


Рис. 1. Модель мехатронной системы прокатного стана с коррекцией

где  $\tau_0$  — константа;  $v$  — линейная скорость слитка на входе в клеть;  $l$  — расстояние от датчика линейных перемещений до рабочей клетки.

Мехатронная система прокатного стана работает следующим образом. Якорная обмотка ДПТ независимого возбуждения подключена к выходу тиристорного преобразователя с передаточной функцией  $H_y(s)$ . Скорость  $\Omega$  двигателя регулируется изменением напряжения на якорной обмотке. При наличии зазора в механической передаче при захвате слитка в результате ударной нагрузки зазор раскрывается, «ведущая» масса (ротор электродвигателя) разгоняется, а «ведомая» масса (механическая подсистема шестеренной клетки) затормаживается. Зазор в механической передаче выбирается, происходит «сцепление» этих масс и повторное воздействие ударной нагрузки на электропривод. Раскрытие зазора повторяется. В результате колебаний скоростей обеих масс в электромеханической системе возникают дополнительные динамические нагрузки. Уменьшение частоты вращения двигателя, приводящее к раскрытию зазора, происходит из-за невозможности мгновенного увеличения соответствующего электромагнитного момента, который пропорционален току в якорной обмотке. Таким образом, раскрытие зазора связано с замедленным увеличением тока якорной обмотки двигателя.

Снижение динамических нагрузок и, соответственно, повышение качества регулирования скорости осуществляется упреждающим увеличением электромагнитного момента приводного ДПТ. Управляемый таймер по сигналу датчика скорости прокатки рассчитывает время  $\tau_1 = l/v$ , через которое произойдет захват слитка валками первой рабочей клетки, а по сигналу датчика перемещений слитка отсчитывает интервал  $\tau = (l/v) - \tau_0$  и формирует на своем выходе сигнал логической единицы, запускающий формирователь импульсов, на выходе которого формируется одиночный импульс с амплитудой  $U_0$  и длительностью  $\Delta t$ .

Перед захватом слитка с выхода формирователя импульсов по сигналу управляемого таймера за интервал времени  $\tau_0$  до приложения нагрузки на второй суммирующий вход регулятора тока подается сигнал амплитудой  $U_0$  и длительностью  $\Delta t$ . В результате инициируются переходные процессы в якорной обмотке электропривода, которые вызывают кратковременный рост тока якоря и, соответственно, электромагнитного момента. Слиток захватывается при повышенном моменте, развиваемом двигателем. В результате уменьшается сила удара вращающихся масс, поэтому резкого уменьшения скорости после приложения нагрузки и раскрытия зазора не происходит. Таким образом, динамическая нагрузка снижается, качество процессов регулирования повышается.

## Исследование коррекции мехатронной системы

Для подтверждения положительного эффекта при использовании рассмотренного способа коррекции выполнили компьютерное моделирование электропривода, реализованного по схеме на рис. 1, которая включает:

двигатель постоянного тока П-2-800-174-8УЗ (1000 кВт, 315 мин<sup>-1</sup>): активное сопротивление якоря  $r = 0,0244$  Ом, индуктивность якорной цепи  $L = 0,0046$  Гн, конструктивная постоянная двигателя  $c = 18$  В·с/рад, момент инерции двигателя  $J_d = 445$  кг·м<sup>2</sup>;

тиристорный преобразователь: коэффициент передачи  $k_y = 78$ , постоянная времени  $T_y = 0,07$  с;

ПИ-регулятор тока: коэффициент передачи  $k_{пт} = 0,0244$ , постоянная времени  $T_{пт} = 5,3043$  с;

ПИ-регулятор скорости: коэффициент передачи  $k_{рс} = 80$ , постоянная времени  $T_{рс} = 0,7$  с;

коэффициент передачи редуктора  $k_m = 1$ ;

момент инерции клетки  $J = 125$  кг·м<sup>2</sup>;

приведенная жесткость механической передачи  $c_{12} = 1 \cdot 10^9$  Н·м/рад;

коэффициенты передачи датчиков тока и скорости соответственно  $k_i = 0,0025$  В/А и  $k_\Omega = 0,03$  В·с/рад;

угловой зазор в передаче 0,1 рад; длительность импульса  $\Delta t = 0,1$  с.

При моделировании прокатного стана 300 установлено, что наибольший эффект достигается, если время между моментом приложения нагрузки и подачей импульса не более 0,5 с. На рис. 2 приведена зависимость максимального момента  $M_{\max}$  нагрузки в долях от номинального момента  $M_{\text{ном}}$  двигателя при прокатке от величины корректирующего сигнала  $U_0/\varepsilon_{\max}$ , подаваемого на второй суммирующий вход регулятора тока, где  $\varepsilon_{\max}$  — максимальный сигнал блока ограничения  $G(u)$ .

Результаты имитационного моделирования приведены на рис. 3. Из диаграммы следует, что при использовании предлагаемого технического решения момент нагрузки при захвате слитка уменьшается в 1,4 раза, а возникающие колебания скорости быстро затухают.

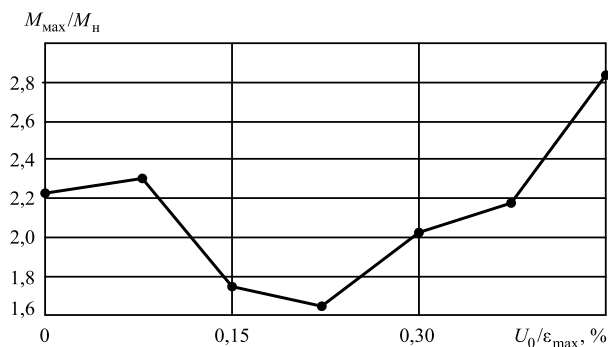


Рис. 2. Зависимость максимального момента двигателя от амплитуды корректирующего импульса

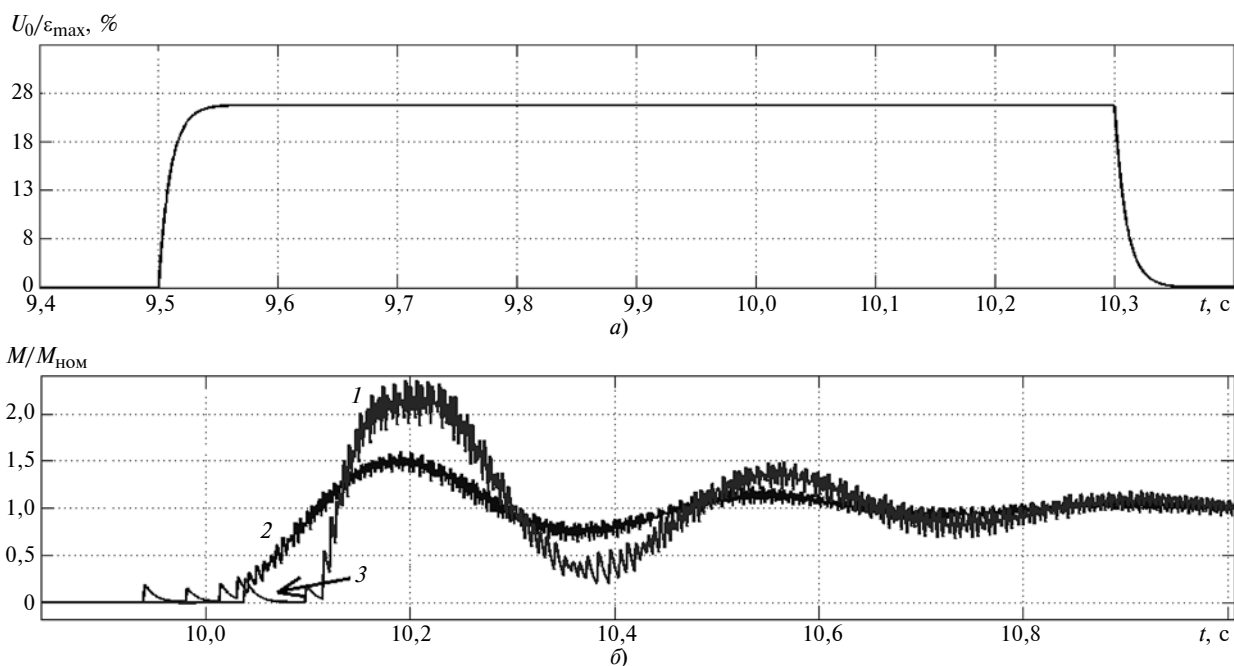


Рис. 3. Результаты моделирования системы с коррекцией в контуре тока мехатронной системы прокатного стана:  
 а — упреждающий сигнал; б — крутящий момент; 1 — без упреждения; 2 — с упреждением; 3 — раскрытие зазора

Результаты исследований и предложенный способ коррекции применены в мехатронной системе прокатного стана ДУО-300 на Владимирском заводе прецизионных сплавов.

#### З а к л ю ч е н и е

Динамические нагрузки и колебания крутящего момента, возникающие на начальном этапе прокатки, вызваны электромагнитной инерционностью приводного двигателя и наличием зазора в механической передаче. Электромагнитная инерционность приводного двигателя проявляется в относительно медленном нарастании тока в якорной обмотке (электромагнитного момента) при резком увеличении момента нагрузки. Это позволяет рассматривать подчиненный контур тока электропривода как объект управления с относительно большой постоянной времени, а при наличии зазора в механической передаче — как объект управления с транспортной задержкой. Эффективным способом снижения динамических нагрузок в мехатронной системе прокатного стана является использование в контуре тока предиктивного ПИ-регулятора. Предложенный способ коррекции обеспечивает снижение динамических нагрузок при прокатке более чем в 1,4 раза.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Афанасьев В. Д. Электропривод и электрооборудование металлургических цехов. М.: Металлургия, 1990. 352 с.
2. Pittner J., Simaan M. A. Tandem Cold Metal Rolling Mill Control. Using Practical Advanced Methods // Springer. 2011. 219 p. DOI: 10.1007/978-0-85729-067-0.
3. Вернев В. В., Большаков В. И., Юнаков А. М. Модели динамических процессов в прокатных станах // Сб. науч. тр. «Фундаментальные и прикладные пробле-

мы черной металлургии». Вып. 19. Днепропетровск: Изд-во Візіон, 2009. С. 346—358.

4. Кожевников С. Н. Динамика металлургических машин. Киев: Изд-во АН УССР, 1961. 427 с.

5. Малафеев С. И., Малафеева А. А., Коняшин В. И. Компьютерное моделирование процессов при прокатке металлов на стане 300 // Автоматизация в промышленности. 2013. № 7. С. 10—13.

6. Малафеев С. И., Коняшин В. И. Модель мехатронной системы прокатного стана 300 // Вестник машиностроения. 2014. № 2. С. 83—87.

7. Малафеев С. И., Малафеева А. А., Коняшин В. И. К анализу колебаний в мехатронной системе дискретного прокатного стана // Вестник машиностроения. 2018. — № 2. С. 20—25.

8. Constraining the Dynamic Torque of a Rolling Mill Stand Drive. Bulletin of the South Ural State University / V. R. Khramshin, V. R. Gasiyarov, A. S. Karandaev, et al. // Ser. Power Engineering. 2018. V. 18. N. 1. P. 101—111. DOI: 10.14529/power180113.

9. Пат. 2544483 Рос. Федерация: МПК H02P 7/06; H02P 7/14; G05B 11/01. Автоматизированный электропривод прокатного стана.

10. Glushchenko A. I., Petrov V. A., Eremenko Y. I. On Neural Tuner Development to Decrease Instantaneous Output Torque Oscillations for Rolling Mill Drive // International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM). Date of Conference: 15—18 May 2018. P. 1—4. DOI: 10.1109/ICIEAM.2018.8728680

11. Малафеев С. И., Малафеева А. А. Коррекция в мехатронной системе прокатного стана для ограничения динамических нагрузок // Вестник машиностроения. 2018. № 3. С. 28—31.

12. Неймарк Ю. И. Синтез и функциональные возможности простейшего квазиинвариантного управления // Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. 2007. № 6. С. 140—146.

13. Пат. 2539631 Рос. Федерация: МПК H02P 7/06; H02P 7/14. Электрический привод прокатного стана.

14. Малафеев С. И., Малафеева А. А. Моделирование и расчет автоматических систем. Владимир: Посад, 2003. 200 с.



Р. А. ОКУЛОВ, канд. техн. наук (Уральский федеральный университет им. Б. Н. Ельцина, ИМЕТ УрО РАН, г. Екатеринбург), Н. В. СЕМЕНОВА, канд. техн. наук (Уральский федеральный университет им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург), e-mail: n.v.semenova@urfu.ru

## Разработка математической модели влияния толщины стенки на интенсивность деформации при профилировании труб волочением

Исследовано изменение интенсивности деформации стенки трубы при профилировании волочением. Получена зависимость интенсивности деформации от толщины стенки заготовки для прогнозирования результатов обработки при производстве профильных труб с заданными свойствами.

**Ключевые слова:** волочение, профильная труба, толщина стенки, интенсивность деформации.

The change in the intensity of the deformation of the pipe wall during profiling by drawing was studied. The dependence of the strain intensity on the wall thickness of the workpiece is obtained to predict the processing results in the production of shaped pipes with desired properties.

**Keywords:** drawing, profile pipe, wall thickness, strain rate.

Профильные трубы широко применяют в различных отраслях промышленности. Сегодня производители труб работают над повышением их точности и эксплуатационных показателей, а также над созданием труб разных форм и с разными механическими свойствами. Качество трубной продукции во многом зависит от точности прогнозирования результатов производства на этапе проектирования технологического процесса и правильного выбора оборудования. Поэтому важно знать влияние отклонений размеров при изготовлении труб на их эксплуатационные свойства.

Цели настоящей работы — установить влияние отклонения толщины стенки трубной заготовки на интенсивность деформации изделия при профилировании трубы с шестигранным поперечным сечением и получение компьютерной модели очага деформации при профилировании. Трубы с шестигранным сечением изготавливали волочением. Для установления исследуемой закономерности определяли интенсивности деформаций в характерных точках обработанной трубы, а также их распределение по наружной и внутренней граням.

Для проверки адекватности разработанной модели выполнили натурный эксперимент, верифи-

цирующий результаты математического эксперимента.

В исследовании использовали программный пакет DEFORM, реализующий метод конечных элементов. Трехмерную модель очага деформации моделировали с помощью специализированного оборудования, позволяющего сканировать фактическую форму внутреннего канала волочильного инструмента, деформирующего заготовку с учетом износа и особенностей ее конфигурации. Сканирование рабочей поверхности волокна выполняли на координатно-измерительной машине Power SHAPE 7080 фирмы Global performance. Точность измерения при использовании насадки SP25E составляет  $1,5 + L/333$  (мкм), где  $L$  — линейный размер измеряемого объекта в мм.

Описание сканирования формы детали и оценка точности полученных результатов представлены в статье [1].

Модель очага деформации показана на рис. 1.

Разработаны методики выбора размера элемента разбивки, оценки его влияния на точность расчета и времени расчета [2].

Моделировали процесс безоправочного профилирования трубы из стали 10 (ГОСТ 1050—2013) за один переход. Применяли волочильную фильеру с обжимным участком в виде усеченной пирамиды с

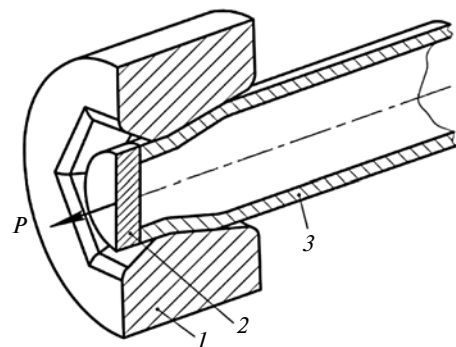


Рис. 1. Модель очага деформации:

1 — волока; 2 — тяга; 3 — труба; P — сила обработки

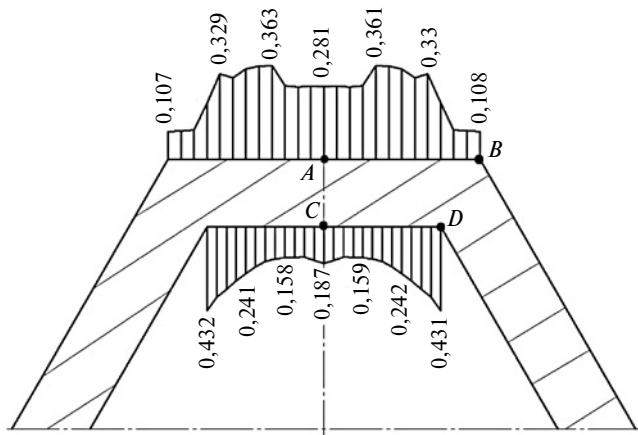


Рис. 2. Эпюра интенсивности деформации в поперечном сечении стенки обработанной трубы и расположения характерных точек

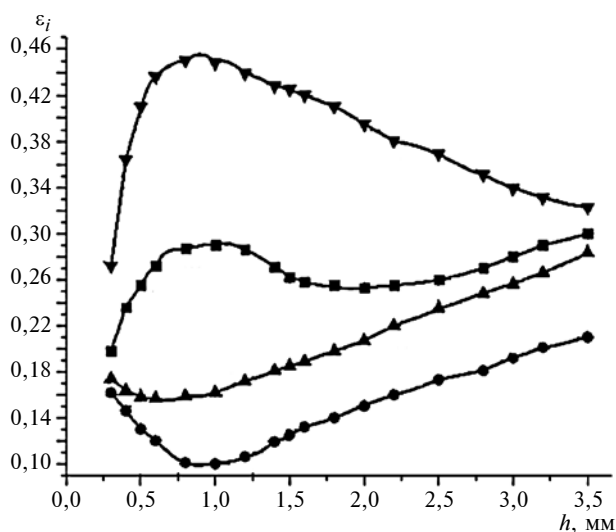


Рис. 3. Зависимости изменения интенсивности  $\varepsilon_i$  деформации от толщины  $h$  стенки заготовки в точках  $A$  (■),  $B$  (●),  $C$  (▲),  $D$  (▼) (см. рис. 2)

диаметром вписанной окружности 10,2 мм. Угол наклона рабочей поверхности волокна составляет  $10^\circ$ . Коэффициент трения по Амонтону—Кулону приняли равный 0,15. Заготовка — круглая бесшовная холоднодеформированная труба (ГОСТ 8734—75) с наружным диаметром 12 мм и толщиной стенки 0,3÷3,5 мм. Упругопластические свойства материала трубы определили экспериментально на образцах в лаборатории АО «УПП «Вектор». Полученные данные использованы при создании исходных данных для математической модели процесса.

Теоретически установили зависимости интенсивности деформаций от отклонений толщины стенки в характерных точках, а также построили эпюру распределений интенсивностей деформаций в поперечном сечении обработанной трубы по наружной и внутренней поверхностям.

На рис. 2 показаны эпюра интенсивностей деформации в поперечном сечении стенки обрабо-

танной трубы и характерные точки:  $A$  — середина наружной грани,  $B$  — на наружной стороне шестигранника,  $C$  — середина на внутренней грани,  $D$  — на внутренней стороне угла профиля на.

Максимальные интенсивности деформаций в поперечном сечении стенки на внутренней поверхности наблюдаются в точках  $A$ ,  $B$  и  $D$ . Интенсивности деформаций в поперечном сечении по длине трубы не меняются.

Исследовали изменение интенсивности деформации в характерных точках при профилировании труб со стенками толщиной от 0,3 до 3,5 мм. Величину калибрующего участка волокна и прочие параметры процесса не изменяли. Полученные данные представлены на рис. 3.

Наибольшая интенсивность деформации возникает в точке  $D$ , а наименьшая — в точке  $B$ ; зависимости изменений нелинейные и имеют экстремумы.

Для подтверждения адекватности разработанной компьютерной модели процесса профилирования в УрФУ им. Б. Н. Ельцина и УПП «Вектор» были выполнены натурные эксперименты.

Волочение труб осуществляли на разрывной машине МИ-40У. Для данного оборудования была разработана оснастка, позволяющая воспроизвести процесс волочения. Данное оборудование имеет блок управления, который фиксирует усилия, возникающие при профилировании, передает сигналы на персональный компьютер, и позволяет измерить линейное перемещение с погрешностью  $\pm 5$  единиц наименьшего разряда при скоростях 1÷60 мм/мин, а также силу растяжения в интервале 4÷40 кН с погрешностью  $\pm 2$  единицы наименьшего разряда.

Для снижения статистической ошибки обработки результатов при натуральных экспериментах исследовали три группы образцов, каждая группа состояла из трех одинаковых заготовок. Для снижения влияния отклонения показателей механических свойств, геометрических параметров и других факторов образцы длиной 300 мм вырезали из одной трубной заготовки. Длину образца выбирали из возможности формирования участка трубы, который пройдет через волочильный канал фильеры, позволит осуществить захват в приспособлении и стабильное удержание образца во время профилирования.

При испытании применяли пастообразный пластично-смазывающий материал (60 % технического вазелина, 30 % графита, 10 % хозяйственного мыла), который обеспечивает в очаге деформации коэффициент трения 0,15 по Амонтону—Кулону [3].

Деформированное состояние исследовали в точке  $A$ , анализировали структуру, используя микрошлиф, методом Г. А. Смирнова—Аляева [4], т. е. сравнивали микроструктуры до деформации и полученную после обработки. Получена высокая сходимость теоретических и экспериментальных результатов. Для повышения точности эксперимен-

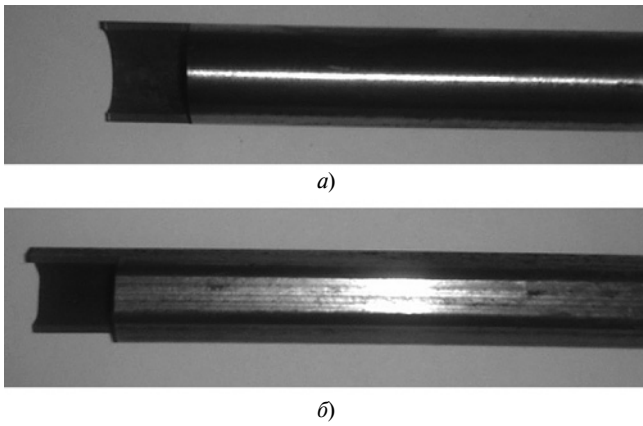


Рис. 4. Разрезанные образцы до обработки (а) и после (б)

тальных данных применили статистический анализ на основании точечных диаграмм размахов и средних значений [5].

Для исследования микрошлифов образцы разрезали таким образом, чтобы секущая плоскость располагалась по оси трубы и проходила через точку А. Трубы резали холодной электроискровой сваркой, чтобы зерна в результате нагревания не укрупнялись.

На рис. 4 представлены разрезанные образцы до и после профилирования.

В основе микроструктурного анализа Г. А. Смирнова—Аляева лежит измерение элементов сетки — отрезков, пересекающих в требуемых направлениях заранее заданное число зерен [6]. Сетки наносили на фотографии микрошлифов, сделанные до и после обработки трубы, из выбранной точки с постоянным угловым шагом (рис. 5).

Определяли следующие параметры:  $\rho_0$  — расстояние между двумя фиксированными на микрошлифе точками до деформации;  $\rho$  — расстояние между этими точками в деформированном состоянии;  $\theta$  — угол между отрезком  $\rho$  и фиксированным участком на микрошлифе.

Согласно работе [6] в качестве фиксированных элементов выбрали 10 зерен в установленных направлениях.

В качестве аргументов были приняты: число отрезков  $n = 13$ ; изменение угла  $\theta$  с 0 до  $180^\circ$  с шагом  $15^\circ$ , измерениями определили  $\rho_0 = 54$  мм.

Интенсивность деформации в главных деформациях, которые пропорциональны главным напряжениям, выразим через компоненты тензора деформаций [7]:

$$\varepsilon_i = \frac{2}{3} \sqrt{\frac{1}{2}(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + \frac{1}{2}(\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + \frac{1}{2}(\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2}, \quad (1)$$

где  $\varepsilon_1$  — алгебраически наибольшее число из  $\varepsilon_a$ ,  $\varepsilon_b$  и  $\varepsilon_N$ ;  $\varepsilon_2$  — среднее значение из  $\varepsilon_a$ ,  $\varepsilon_b$  и  $\varepsilon_N$ ;  $\varepsilon_3$  — алгебраически наименьшее число из  $\varepsilon_a$ ,  $\varepsilon_b$  и  $\varepsilon_N$ .

Значения  $\varepsilon_a$ ,  $\varepsilon_b$  и  $\varepsilon_N$  вычисляли по формулам [4]:

$$\varepsilon_a = -\frac{1}{2} \ln \left( \frac{\rho_0^2}{\rho^2} \right)_{\min}; \quad \varepsilon_b = -\frac{1}{2} \ln \left( \frac{\rho_0^2}{\rho^2} \right)_{\max};$$

$$\varepsilon_N = -(\varepsilon_a + \varepsilon_b). \quad (2)$$

Минимальные и максимальные значения отношения  $\rho_0^2/\rho^2$  определяли по функции  $\rho = f(\theta)$ .

На рис. 6 представлена сглаженная кривая зависимости отношения  $\rho_0^2/\rho^2$  от угла  $\theta$  для экспериментальных данных, полученных при наложении сетки на микрошлифы.

Уравнение для построения функции  $\rho = f(\theta)$  [4] имеет вид:

$$\frac{\rho_0^2}{\rho^2} = K + A \cos 2\theta. \quad (3)$$

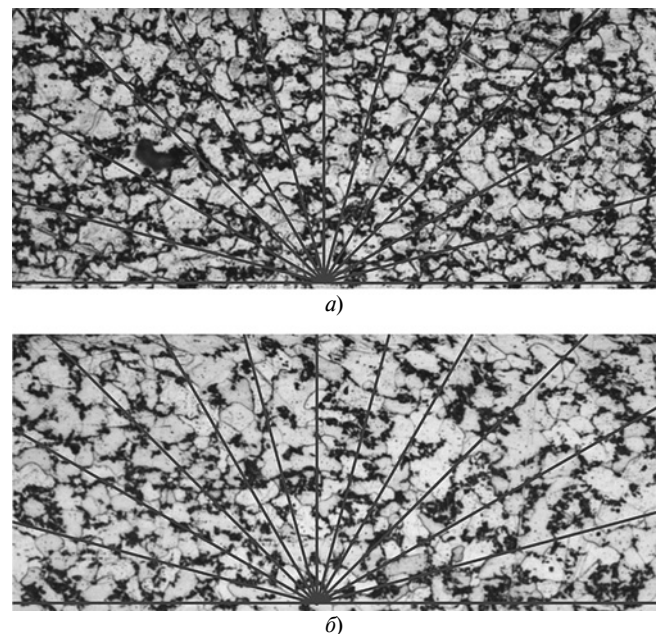


Рис. 5. Микрошлифы с сетками до деформации (а) и после (б)

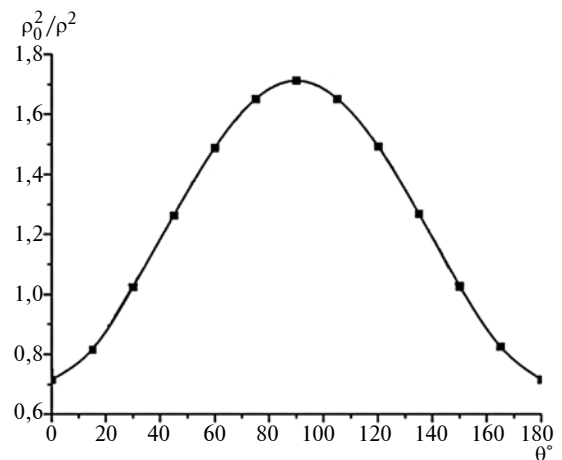


Рис. 6. Аппроксимирующая кривая зависимости отношения  $\rho_0^2/\rho^2$  от угла  $\theta$  для эмпирических данных

Н. Л. ВЕЛИКАНОВ, д-р техн. наук (БФУ им. И. Канта, г. Калининград),  
 В. А. НАУМОВ, д-р техн. наук (Калининградский ГТУ),  
 С. И. КОРЯГИН, д-р техн. наук (БФУ им. И. Канта, г. Калининград),  
 e-mail: monolit8@yandex.ru

## Регулирование работы трехплунжерного насоса

Предложены аналитические зависимости для пересчета рабочих параметров трехплунжерных насосов при изменении частоты вращения коленчатого вала.

**Ключевые слова:** трехплунжерный насос, диаметр плунжера, номинальное давление, частота вращения, коленчатый вал.

Analytical dependences are proposed for recalculating the operating parameters of three-plunger pumps when changing the rotation frequency of a crankshaft.

**Keywords:** three-plunger pump, plunger diameter, nominal pressure, rotation frequency, crankshaft.

Повысить эффективность работы насосов в гидравлических сетях можно регулированием их рабочих параметров [1, 2]. При этом постоянно ведутся работы по совершенствованию конструкции насосов, оптимизации их режимов и, в частности, плунжер-

ных [3–9]. Так, в работах [7, 8] предложены пути совершенствования алгоритма расчета трехплунжерных насосов разных производителей в рамках разработанного метода гидравлического расчета насосных установок. Рассмотрен расчет трехплунжерных насосов SVESSA и TPD-600. Исходными данными для расчета послужили результаты испытаний насосов, опубликованные производителями. Представлены экспериментальные зависимости подачи, КПД и затраченной мощности от давления на выходе трехплунжерных насосов 1.3Т-10/20 и 1.3Т-12,5/16, а также зависимости КПД и затраченной мощности от давления при неизменной частоте вращения коленчатого вала (КВ).

Для центробежных насосов известны зависимости, описывающие изменение напора, подачи

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 49)

Здесь  $K$  и  $A$  — коэффициенты [4]:

$$K = \frac{Q_k(n + C_2) - 2Q_A C_1}{n(n + C_2) - 2C_1^2}; \quad A = \frac{Q_k - nK}{C_1}, \quad (4)$$

где

$$Q_k = \sum_{i=1}^n \left( \frac{\rho_0^2}{\rho^2} \right)_i; \quad Q_A = \sum_{i=1}^n \left( \frac{\rho_0^2}{\rho^2} \right) \cos 2\theta_i;$$

$$C_1 = \sum_{i=1}^n \cos 2\theta_i; \quad C_2 = \sum_{i=1}^n \cos 4\theta_i. \quad (5)$$

Подставив численные значения в формулы (1)–(5), получим интенсивность деформации  $\varepsilon_i = 0,2743$ .

Сравнения экспериментальных интенсивностей деформаций в точке  $A$  с результатами теоретических исследований показали их удовлетворительную сходимость (2,38 %).

Таким образом, получена адекватная математическая модель очага деформации при профилировании граненых труб безоправочным волочением за один переход. Построены эпюры интенсивностей деформаций в поперечном сечении обработанной трубы. Установлено, что они не меняются по длине трубы.

Получена зависимость интенсивности деформации от толщины стенки заготовки, которую можно

использовать для прогнозирования результатов обработки при производстве профильных труб с заданными свойствами.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Сравнительный анализ точности теоретических исследований профилирования труб при использовании твердотельных моделей очага деформации / Р. А. Окулов, С. В. Паршин, В. А. Спиридонов, Д. И. Цветков // Сб. мат. 1-й Междунар. науч.-практ. конф. «Инженерная мысль машиностроения будущего». Екатеринбург: УрФУ, 2012. С. 105–107.
2. Обоснование выбора размера элемента разбивки при решении задач методом конечных элементов на примере волочения профильных труб / Р. А. Окулов, С. В. Паршин, В. А. Спиридонов, Д. И. Цветков // Мат. 1-й Междунар. науч.-техн. конф. «Научно-технический прогресс в черной металлургии». Череповец: ЧГУ, 2013. С. 123–126.
3. Перлин И. Л., Ерманок М. З. Теория волочения. М.: Металлургия, 1971. 448 с.
4. Смирнов-Аляев Г. А., Чикидовский В. П. Экспериментальное исследование в обработке металлов давлением. Л.: Машиностроение, 1972. 360 с.
5. Солонин И. С. Математическая статистика в технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1972. 215 с.
6. Ильюшин А. А., Ленский В. С. Соппротивление материалов. М.: Физматгиз, 1959. 302 с.
7. Качанов Л. М. Основы теории пластичности. М.: Наука, 1969. 420 с.

и мощности, потребляемых насосом, при изменении частоты вращения рабочего колеса с  $n_1$  на  $n_2$ :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad (1)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad (2)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3, \quad (3)$$

где  $Q_1$  и  $Q_2$  — подачи;  $H_1$  и  $H_2$  — напоры;  $N_1$  и  $N_2$  — затраченные мощности при частотах вращения КВ  $n_1$  и  $n_2$  соответственно.

Известно, что увеличение частоты вращения рабочего колеса насоса происходит при увеличении угловой скорости вала двигателя, т. е. при повышении передаваемой от двигателя мощности.

Однако недостаточно изучены зависимости давления  $p$  на выходе и затрачиваемой мощности  $N$  плунжерных насосов от частоты  $n$  вращения КВ. При этом необходимо учитывать особенности регулирования работы насоса при наличии редуктора угловой скорости КВ, которым снабжены многие современные трехплунжерные насосы [9—11]. В настоящей статье будем рассматривать именно такие установки.

Теоретическую (идеальную) подачу  $Q_T$  рассчитывают по расходу  $V$  за один оборот. Для трех цилиндров получим:

$$Q_T = Vn; \quad (4)$$

$$V = 0,75\pi d^2 L, \quad (5)$$

где  $n$  — частота вращения КВ насоса;  $d$  — диаметр плунжера;  $L$  — длина хода плунжера.

Заметим определенную аналогию в формулах (4) и (1). Причем некоторые исследователи пытаются распространить данную аналогию на затраченную мощность и напор. При этом учитывают увеличение подачи по формуле (4), но не принимают во внимание возможное изменение дав-

ления на выходе плунжерного насоса.

В работе [12] опубликованы результаты испытаний трехплунжерного насоса Т-15/20 при двух частотах вращения КВ  $n_1 = 150 \text{ мин}^{-1}$  и  $n_2 = 75 \text{ мин}^{-1}$ . Частоту вращения изменяли сменой комплекта шкивов при неизменной частоте вращения 735  $\text{мин}^{-1}$  выходного вала электродвигателя. Далее будем рассматривать именно такой вариант частотного регулирования.

#### Техническая характеристика насоса Т-15/20

Подачи $Q$ , м <sup>3</sup> /ч . . . . .	1,5 и 7,5
Давление на выходе $p$ , МПа . . . . .	1,96
Допустимая вакууметрическая высота всасывания водяного столба, м . . . . .	6
Мощность электродвигателя, кВт . . . . .	15
Диаметр плунжера $d$ , мм . . . . .	82
Ход плунжера $L$ , мм . . . . .	120

По формуле (5) объем жидкости, вытесняемой за один оборот КВ, составит  $V = 1,9 \text{ дм}^3$ . При рассматриваемых частотах вращения теоретические подачи должны составлять соответственно  $Q_{T1} = 4,753 \text{ дм}^3/\text{с}$  и  $Q_{T2} = 2,3765 \text{ дм}^3/\text{с}$ , однако получены экспериментальные подачи [12]  $Q_{\Sigma 1} = 4,35 \text{ дм}^3/\text{с}$  и  $Q_{\Sigma 2} = 2,14 \text{ дм}^3/\text{с}$  (рис. 1). Разница значений, скорее всего, возникла из-за неточного хода плунжера.

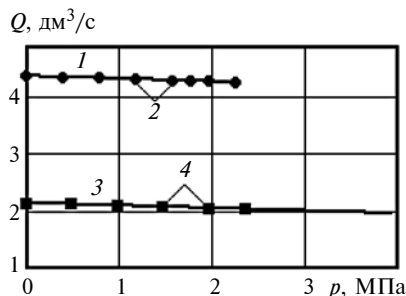


Рис. 1. Экспериментальные значения (точки 2 и 4) [12] и расчетные зависимости (1, 3) по формуле (6) подачи  $Q$  насоса Т-15/20 от давления  $p$  при  $n = 150$  (1, 2) и  $75 \text{ мин}^{-1}$  (3, 4)

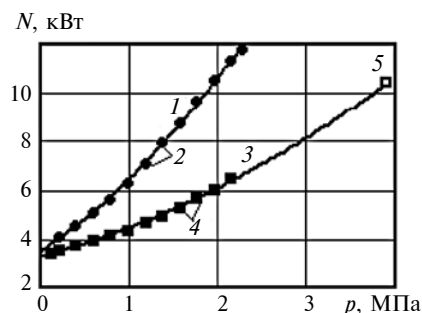


Рис. 2. Экспериментальные значения (точки 2 и 4) [12], расчетные (1, 3) зависимости по формуле (7) и при  $p = p_{T2}$  (5) затраченной мощности  $N$  насоса Т-15/20 от давления  $p$  при  $n = 150$  (1, 2) и  $75 \text{ мин}^{-1}$  (3, 4, 5)

Зависимость подачи от давления имеет линейный характер:

$$Q = Q_T - a_{11}p, \quad (6)$$

где  $a_{11}$  — коэффициент, определяемый методом наименьших квадратов:  $a_{11} = 0,0478 \text{ дм}^3/(\text{с} \cdot \text{МПа})$  для  $n_1$ ;  $a_{11} = 0,0461 \text{ дм}^3/(\text{с} \cdot \text{МПа})$  для  $n_2$ .

Зависимости затраченной мощности трехплунжерного насоса от давления для рассматриваемых частот вращения КВ представлены на рис. 2.

Для аппроксимации экспериментальных данных использовали многочлен второго порядка:

$$N = a_{20} + a_{21}p + a_{22}p^2. \quad (7)$$

Зависимость КПД насоса от давления  $p$  для двух частот вращения КВ представлена на рис. 3.

Для аппроксимации экспериментальных данных использовали многочлен третьего порядка:

$$\eta = a_{31}p + a_{32}p^2 + a_{33}p^3. \quad (8)$$

Заметим, что при  $n = 150 \text{ мин}^{-1}$  достигнут максимальный КПД:  $\eta_{T1} = 75,1\%$  (см. рис. 3); соответствующие ему теоретические показатели: давление  $p_{T1} = 1,96 \text{ МПа}$ ; подача  $Q_{T1} = 4,17 \text{ дм}^3/\text{с}$ ; полезная мощность  $N_T = p_{T1}Q_{T1} = 8,17 \text{ кВт}$ .

Частоту вращения КВ изменяли сменой шкивов, входящих в комплект, поэтому передаваемая от электродвигателя мощность

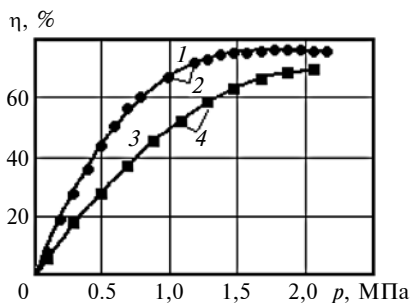


Рис. 3. Экспериментальные значения (точки 3, 4) [12] и расчетные зависимости (1, 3) по формуле (6) КПД насоса Т-15/20 от давления  $p$  при  $n = 150$  (1, 2) и  $75 \text{ мин}^{-1}$  (2, 4)

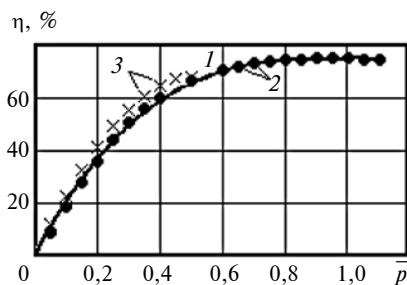


Рис. 4. Экспериментальные значения (точки 2, 3) [12] и расчетная зависимость (1) по формуле (9) КПД насоса Т-15/20 от относительного давления  $p$  при  $n = 150$  (1, 2) и  $75 \text{ мин}^{-1}$  (3)

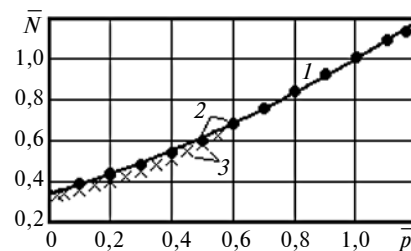


Рис. 5. Экспериментальные значения (точки 2, 3) [12] и расчетная зависимость (1) затраченной относительной мощности  $N$  насоса Т-15/20 от относительного давления  $p$  при  $n = 150$  (1, 2) и  $75 \text{ мин}^{-1}$  (3)

Таблица 1

Значения подачи  $Q_T$  насоса TWS2500 при разных диаметрах  $d$  плунжера и частотах  $n$  вращения КВ,  $\text{м}^3/\text{мин}$  [9]

$d$ , мм	$n$ , $\text{мин}^{-1}$					
	50	75	110	150	250	305
88,9	0,236	0,355	0,520	0,709	1,182	1,442
95,3	0,271	0,407	0,597	0,814	1,357	1,656
101,6	0,309	0,463	0,679	0,927	1,544	1,884
114,3	0,391	0,586	0,860	1,173	1,954	2,384
127,0	0,483	0,724	1,061	1,448	2,413	2,944
139,7	0,584	0,876	1,284	1,752	2,920	3,562
146,1	0,638	0,957	1,404	1,915	3,191	3,893
152,4	0,695	1,042	1,528	2,085	3,475	4,239
165,1	0,816	1,223	1,794	2,447	4,078	4,975
171,1	0,880	1,319	1,934	2,639	4,398	5,365
177,8	0,946	1,419	2,080	2,838	4,729	5,770
190,5	1,086	1,629	2,388	3,257	5,429	6,624

Таблица 2

Значения номинального давления  $p$  в насосе TWS2500 при разных диаметрах  $d$  плунжера и частотах  $n$  вращения КВ, МПа [9]

$d$ , мм	$n$ , $\text{мин}^{-1}$					
	50	75	110	150	250	305
88,9	196	196	196	144	86,3	70,7
95,3	171	171	150	125	75,1	61,6
101,6	150	150	150	110	66,1	54,1
114,3	119	119	119	87,0	52,2	42,8
127,0	96,1	96,1	96,1	70,4	42,3	34,6
139,7	79,4	79,4	79,4	58,3	34,9	28,6
146,1	72,7	72,7	72,7	53,2	32,0	26,2
152,4	66,7	66,7	66,7	48,9	29,3	24,0
165,1	56,9	56,9	56,9	41,7	25,0	20,5
171,1	52,8	52,8	52,8	38,6	23,2	19,0
177,8	49,0	49,0	49,0	36,0	21,6	17,6
190,5	42,7	42,7	42,7	31,3	18,8	15,4

должна оставаться неизменной. Тогда при уменьшении подачи давление должно пропорционально увеличиться:  $p_{T2} = p_{T1} Q_{T1} / Q_{T2} = 3,92 \text{ МПа}$ . И насосная установка должна быть рассчитана на данное давление. Остается вопрос — не изменится ли в этом режиме КПД насоса. Для проверки этого перейдем к относительному давлению:  $\bar{p}_1 = p_1 / p_{T1}$ ;  $\bar{p}_2 = p_2 / p_{T2}$ .

Из формулы (8) следует:

$$\eta = \eta_T (b_{31} \bar{p} + b_{32} \bar{p}^2 + b_{33} \bar{p}^3). \quad (9)$$

В формуле (8) коэффициенты зависят от частоты  $n$ , а в формуле (9) их можно считать независимыми от  $n$  ( $b_{31} = 3$ ;  $b_{32} = -3$ ;  $b_{33} = 1$ ).

На рис. 4 представлены зависимости КПД насоса Т-15/20 от давления  $p$  для двух значений  $n$ . Они различаются незначительно, как и зависимости затраченной мощности от давления (рис. 5), аппроксимированные многочленом второго порядка:

$$\bar{N} = b_{20} + b_{21} \bar{p} + b_{22} \bar{p}^2.$$

В исследовании использовали экспериментальные данные производителей плунжерных насосов высокого давления [9–11].

В табл. 1 и 2 представлены значения давления на выходе и подачи одного из самых мощных трехплунжерных насосов фирмы Weir SPM, предназначенного для периодического обслуживания

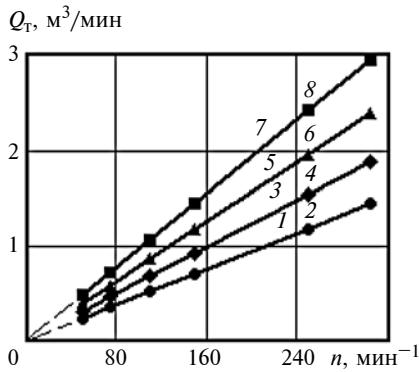


Рис. 6. Экспериментальные значения (точки 2, 4, 6, 8) [9] и расчетные зависимости (1, 3, 5, 7) по формуле (4) подачи  $Q$  насоса TWS2500 при разных диаметрах плунжера  $d = 88,9$  (1, 2); 101,6 (3, 4); 114,3 (5, 6); 127 мм (7, 8)

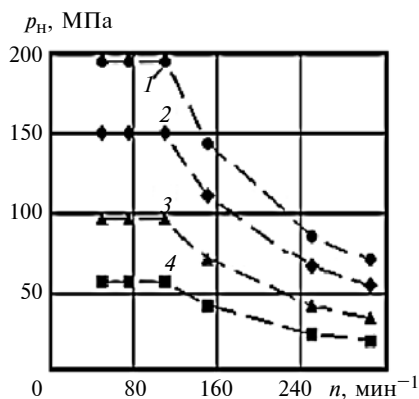


Рис. 7. Зависимости по данным работы [9] номинального давления  $p_n$  на выходе насоса TWS2500 от частоты вращения  $n$  КВ при диаметрах плунжера  $d = 88,9$  (1); 101,6 (2); 127 (3); 165,1 мм (4)

скважин, который используют для сложных многоступенчатых гидроразрывов пластов. Длина хода плунжера  $L = 254$  мм; диаметр  $d = 88,9 \div 190,5$  мм. Выбор данного насоса [9] в исследовании обусловлен большим объемом информации.

Сравнение результатов расчета и опубликованных данных [9] подтверждает справедливость формулы (4) (рис. 6). Увеличение диаметра плунжера повышает подачу насоса, так как расход  $V$  за один оборот прямо пропорционален  $d^2$ .

На рис. 7 представлены данные [9] о зависимости номинального давления насоса TWS2500 от

частоты вращения КВ и диаметра плунжера.

Есть особенность применения редуктора для частотного регулирования работы плунжерного насоса. При неизменных значениях угловой скорости и вращающего момента вала двигателя на КВ насоса передается одинаковая мощность, если пренебречь изменением КПД редуктора. Тогда снижение частоты вращения КВ приведет к увеличению вращающего момента, поэтому давление на выходе трехплунжерного насоса повысится (рис. 8). Причиной того, что при уменьшении  $n < 110 \text{ мин}^{-1}$  выходное давление остается постоянным, является срабатывание предохранительного клапана [9].

Рассчитаем гидравлическую (полезную) мощность, используя данные табл. 1 и 2, по формуле  $N_H = pQ_T/60$ .

Результаты расчета представлены в табл. 3.

Гидравлическая мощность практически не зависит от диаметра плунжера ( $\pm 0,1\%$ ); она остается постоянной, пока не срабатывает предохранительный клапан. В последнем случае часть энергии теряется, мощность  $N_H$  снижается.

Рассмотрим рабочий процесс без срабатывания предохранительного клапана для насоса TWS2500 при  $n \geq 110 \text{ мин}^{-1}$ . В этом случае мощность постоянная  $N_H = 1,7 \text{ МВт}$ , что позволяет найти номинальное давление из формулы (6), подставив теоретический расход — формула (4):

$$p_n = \frac{A}{nd^2}, \text{ МПа};$$

$$A = \frac{60 N_H}{0,75\pi L} = 1,704 \cdot 10^8,$$

$$\text{МПа} \cdot \text{мм}^2/\text{мин}.$$

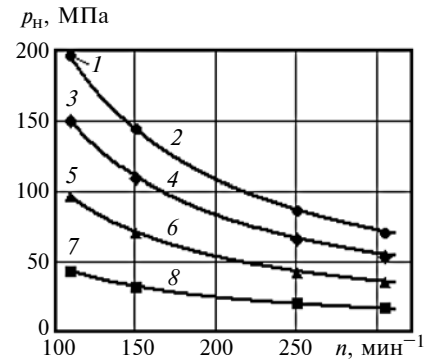


Рис. 8. Экспериментальные данные (точки 1, 3, 5, 7) [9] и расчетные зависимости (2, 4, 6, 8) номинального давления  $p_n$  на выходе насоса TWS2500 от частоты вращения  $n$  КВ при  $d = 88,9$  (1, 2); 101,6 (3, 4); 127 (5, 6); 185,1 мм (7, 8)

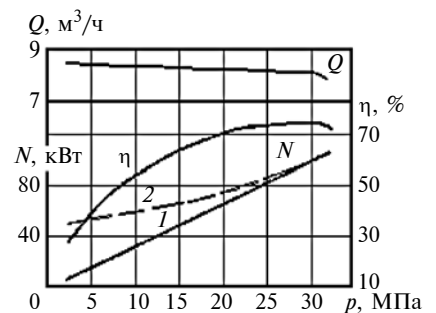


Рис. 9. Зависимости изменения рабочих параметров: подачи  $Q$ , КПД  $\eta$  и мощности  $N$  трехплунжерного насоса 1.3Т-8/32 от давления  $p$  при  $n = 500 \text{ мин}^{-1}$ : 1 — мощность по данным [10]; 2 — исправленная в работе [13]

Результаты расчета по формуле (7) хорошо согласуются с данными каталога [9] (см. рис. 8).

Рассмотрим пример пересчета рабочих показателей плунжерного насоса на другую частоту. Будем использовать рабочие характеристики трехплунжерных насосов, полученные испытаниями в ОАО «Свесский насосный завод».

На рис. 9 показаны зависимости подачи, КПД и затраченной мощности от давления на выходе трехплунжерного насоса

Таблица 3  
Номинальная полезная мощность  $N_H$  насоса TWS2500 при разных частотах  $n$  вращения КВ

$n, \text{ мин}^{-1}$	50	75	110	150	250	305
$N_H, \text{ МВт}$	0,77	1,16	1,70	1,70	1,70	1,70

1.3Т-8/32 [10, с. 49]. Условия испытаний: перекачиваемая жидкость — вода при температуре до 30 °С, частота вращения КВ насоса 500 мин<sup>-1</sup>, давление на входе 0,05 МПа.

Заметим, что в работе [10] из-за погрешности построения графиков получается, что при уменьшении давления затраченная мощность стремится к нулю. На рис. 9 показана корректировка зависимости  $N(p)$ , как и в работе [13].

За номинальное давление на выходе насоса следует принять 30 МПа, так при увеличении  $p$  значения подачи и КПД резко снижаются.

Номинальные параметры испытаний при  $n_1 = 500$  мин<sup>-1</sup> запишем с индексом «1»:  $\eta_{H1} = 72,1\%$ ;  $\eta_{H1}^o = 95,8\%$ ;  $p_{H1} = 30$  МПа;  $N_H = 95,6$  кВт;  $Q_{T1} = 2,367$  дм<sup>3</sup>/с.

Изменим с помощью редуктора частоту вращения КВ трехплунжерного насоса на  $n_2 = 400$  мин<sup>-1</sup>. Теоретический расход и номинальное давление найдем по формулам:

$$Q_{T2} = Q_{T1}n_2/n_1 = 1,894 \text{ дм}^3/\text{с};$$

$$p_{H12} = p_{H1}n_1/n_2 = 3,75 \text{ МПа}.$$

Относительные показатели трехплунжерного насоса имеют вид [8, 13]:

$$q = \frac{Q}{Q_T} = 1 - (1 - \eta_{H.o})\bar{p},$$

$$\bar{p} = \frac{p}{p_H}; \quad (10)$$

$$\bar{N} = \frac{N}{N_H} = 0,525 + 0,108\bar{p} + 0,367\bar{p}^2; \quad (11)$$

$$\theta = \frac{\eta}{\eta_H} \approx \bar{p}(2,0 - \bar{p}), \quad (12)$$

где  $\eta_{H.o}$  — объемный КПД насоса ( $\eta_o = Q/Q_T$ ) при номинальных значениях  $p$  и  $Q$ .

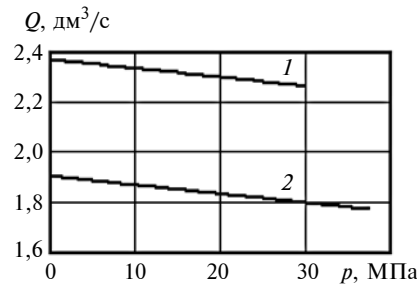


Рис. 10. Зависимости подачи  $Q$  насоса Т-15/20 от давления  $p$  при  $n = 500$  (1) и  $400$  мин<sup>-1</sup> (2)

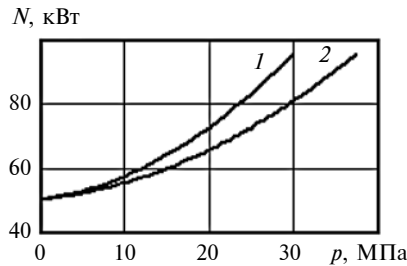


Рис. 11. Зависимости затраченной мощности  $N$  насоса Т-15/20 от давления  $p$  при  $n = 500$  (1) и  $400$  мин<sup>-1</sup> (2)

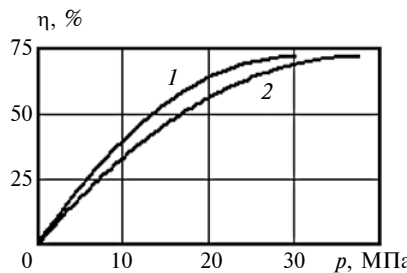


Рис. 12. Зависимости КПД  $\eta$  насоса Т-15/20 от давления  $p$  при  $n = 500$  (1) и  $400$  мин<sup>-1</sup> (2)

По формулам (10)—(12) строим размерные графики при двух разных частотах вращения, представленные на рис. 10—12.

В результате проведенных исследований разработана методика, позволяющая с использованием эмпирических зависимостей пересчитывать характеристики работы трехплунжерных насосов при изменении частоты их работы.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Submersible** direct-drive progressing cavity pump rodless lifting technology / Z. X. Hao, S. J. Zhu,

X. H. Pei et al. // *Petroleum exploration and development*. 2019. V. 46. I. 3. P. 621—628.

2. **Borkowski D., Wegiel T.** Energy-Recovery Pressure-Reducer in District Heating System // *Water*. 2018. V. 10. I. 6. Article number: 787.

3. **Zuo Y., Wu X.** A comparative study of four rod load reduction techniques for deep-rod pumping // *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*. 2018. Vol. 8. Is. 2. P. 475—483. DOI: 10.1007/s13202-017-0367-6

4. **Influences** of Key Structural Parameters of Hydraulic Piston Pump on Cavitation. Zhongguo Jixie Gongcheng / D. Gao, X. Suo, Q. Cai et al. // *China Mechanical Engineering*. 2018. Vol. 29. Is. 4. P. 434—440. DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2018.04.010

5. **Методика** расчета подвески плунжера в цилиндре насоса / Р. Н. Бахтизин, К. Р. Уразаков, С. Ф. Исмаилов и др. // *Нефтяное хозяйство*. 2018. № 2. С. 80—84. DOI: 10.24887/0028-2448-2018-2-80-84.

6. **Zyuzev A. M., Bubnov M. V.** Model for Sucker-Rod Pumping Unit Operating Modes Analysis Based on SimMechanics Library // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 944. Is. 1. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012130

7. **Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И.** Анализ характеристик плунжерных насосов // *Вестник машиностроения*. 2018. № 3. С. 25—27.

8. **Великанов Н. Л., Наумов В. А.** Расчет характеристик трехплунжерных насосов // *Изв. вузов. Машиностроение*. 2018. № 11. С. 60—67. DOI: 10.18698/0536-1044-2018-11-60-67.

9. **Каталог** плунжерных насосов высокого давления производства Weir SPM. URL: <http://виерспм.рф/catalog>.

10. **ОАО «Свесский насосный завод»**. Трехплунжерные насосы. URL: <http://snz-nasos.ru/down/swessa2.pdf>.

11. **ServaGroup** — Triplex & quintuplex pumps. URL: <http://www.servagroup.com/triplex-quintuplex-pumps/>.

12. **Насосы: каталог-справочник** / Составитель Д. Н. Азарх. М.: Госизд-во машиностроительной и судостроительной лит-ры, 1953. 427 с.

13. **Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И.** Моделирование характеристик трехплунжерных насосов высокого давления // *Вестник машиностроения*. 2019. № 8. С. 25—27.



М. М. МАТЛИН, д-р техн. наук, В. А. КАЗАНКИН, Е. Н. КАЗАНКИНА, А. И. МОЗГУНОВА, кандидаты технических наук (Волгоградский ГТУ), e-mail: matlin@vstu.ru

## Контактная жесткость сопряженных поверхностей деталей в условиях динамического нагружения<sup>1</sup>

Исследованы зависимости относительной фактической площади контакта плоских контактирующих поверхностей стальных деталей от номинального давления при динамическом контактном нагружении. Установлено, что фактическая площадь контакта при динамическом нагружении меньше, чем при статическом.

**Ключевые слова:** динамическая пластическая твердость, контактное сближение, фактическая площадь контакта, контактная жесткость.

The dependences of the relative real contact area of the flat contacting surfaces of steel parts on the nominal pressure under dynamic contact loading are studied. It is determined, that the real contact area under dynamic loading is less than under static one.

**Keywords:** dynamic plastic hardness, contact approach, real contact area, contact stiffness.

Машины и механизмы часто эксплуатируют в условиях высоких нагрузок, что приводит к упруго-пластической деформации микронеровностей контактирующих поверхностей при общей упругой деформации деталей. При ударных нагрузках прочностные свойства материалов изменяются [1]. Поэтому контактная жесткость и фактическая площадь контакта сопряженных деталей при статическом и ударном нагружении могут значительно различаться. При этом изменения контактной жесткости при ударном нагружении исследованы недостаточно [2].

Цель настоящей работы — исследование фактической площади и закономерности сближения контактирующих поверхностей стальных деталей при динамическом нагружении.

При динамическом нагружении показатели упругих свойств материала (модуль нормальной упругости и коэффициент Пуассона) не изменяются, однако твердость материала повышается, так как время контакта очень мало, и пластическая деформация не успевает полностью сформироваться, как это происходит при статическом нагружении.

В исследованиях в качестве показателя твердости будем использовать число пластической твердости НД [3, 4]. При динамическом контактном

нагружении применяют [4] динамическую пластическую твердость

$$H_{Дд} = \eta_{НД} H_{Д}. \quad (1)$$

Здесь  $\eta_{НД}$  — динамический коэффициент:

$$\eta_{НД} = 0,5 \left( 1 - \frac{137v_0}{H_{Д}} + \sqrt{1 + \frac{2250v_0}{H_{Д}}} \right), \quad (2)$$

где  $v_0$  — начальная скорость удара в момент соприкосновения деталей.

Формула (2) получена для начальной скорости соударения сферического индентора с контртелом  $v_0 < 10$  м/с. С увеличением скорости  $v_0$  динамический коэффициент твердости монотонно возрастает, а интенсивность этого роста постепенно затухает. Причем с повышением твердости стали уменьшается скорость соударения, при которой начинается процесс затухания.

Силу удара в контакте единичного сферического индентора можно определить по формуле [4]

$$F_{Д} = \left[ \frac{m_{пр} v_0^2}{2} (n+1) c^{\frac{1}{n}} \right]^{\frac{n}{1+n}}. \quad (3)$$

Здесь  $m_{пр} = m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$  — приведенная масса деталей, участвующих в соударении;  $m_1 = m_{гр} + m_б$  — суммарная масса ( $m_{гр}$  — масса падающего груза,  $m_б$  — массы бойка);  $m_2$  — масса детали;  $c$  и  $n$  — коэффициенты:

$$c = 2,33 H_{Д} (d + 1);$$

$$n = 0,44 H_{Д}^{0,11} (d + 1)^{0,028},$$

где  $d$  — диаметр сферического индентора.

Для соударения бойка с массивной деталью, при котором  $m_2 \gg m_1$ , приведенная масса в формуле (3) составит  $m_{пр} = m_1$ .

Для перехода от единичного контакта к множественному, характерному для контакта микронеровностей поверхностей, принимаем допущения [4–6]: вершины микронеровностей имеют сферическую форму, взаимное влияние микронеровностей отсутствует, волнистость контактирующих поверхностей не учитываем, при контакте двух поверхностей используем понятие эквивалентной шероховатой поверхности [5].

<sup>1</sup> Работа выполнена при поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-08-00049 и при поддержке РФФИ и Волгоградской области в рамках научного проекта № 19-48-340002, а также в рамках конкурса СП-2018 (СП-253.2018.1).

Воспользуемся уравнением начального участка кривой опорной поверхности, предложенным в работе [5]:

$$\eta_r = A_r/A_a = ab\varepsilon^{\nu}. \quad (4)$$

Здесь  $\eta_r$  — относительная фактическая площадь контакта;  $A_r$  — фактическая площадь контакта;  $A_a$  — номинальная (при наличии волнистости — контурная  $A_c$ ) площадь контакта;  $b$  и  $\nu$  — коэффициенты, зависящие от вида обработки;  $\varepsilon = \alpha/R_{\max}$  — относительное сближение;  $R_{\max}$  — наибольшая высота микронеровностей профиля;  $a$  — коэффициент, зависящий от характера деформации в контакте [4]:

$$a = \frac{h + 0,5\alpha_y}{\alpha}, \quad (5)$$

где  $\alpha$  — соответственно полное сближение в контакте;  $h$  и  $\alpha_y$  — составляющие полного сближения (соответственно остаточная и упругая части).

Из формулы (5) получим: при упругом контакте  $a = 0,5$ ; при чисто пластическом контакте  $a = 1$ .

На поверхностях деталей число микронеровностей велико: считают даже, что функция распределения выступов по высоте непрерывна. При этом для кривой опорной поверхности нет информации о радиусах вершин выступов и их числе на каждом уровне. Данные параметры учитываются лишь в интегральной форме. Это дает основание предложить для описания поверхности с непрерывной функцией распределения выступов по высоте квазиодноуровневую модель, в которой все выступы имеют одинаковые радиусы вершин и расположены на одном уровне. При этом каждому сближению отвечает свое условное (расчетное) число выступов, которое определяют из условия равенства площадей фактического контакта в реальном стыке и в модели при соответствующем относительном сближении  $\varepsilon$ . С позиции геометрии для использования указанной модели нет препятствий. Относительно же силовых зависимостей для сближения и фактической площади в случае упругопластического контакта микронеровностей, как показано в работе [4], для реальной шероховатой поверхности и для принятой модели данные зависимости не тождественны.

Отношение контактных нагрузок  $F$  в стыке реальных поверхностей и нагрузок  $F_M$  в квазиодноуровневой модели определяет коэффициент силового подобия  $K_{\text{уп}} = F/F_M = \text{const}$ , который зависит от  $\nu$  и  $m$  (рис. 1) [4].

Коэффициент  $m$  вычисляют по формуле

$$m = \frac{0,0957}{\text{НД}(k_1 + k_2)} \sqrt{\frac{(h + 0,5\alpha_y)}{R}},$$

где  $k_{1,2} = (1 - \mu_{1,2}^2)/(\pi E_{1,2})$ ;  $\mu$  — коэффициент Пуассона;  $E$  — модуль нормальной упругости (индек-

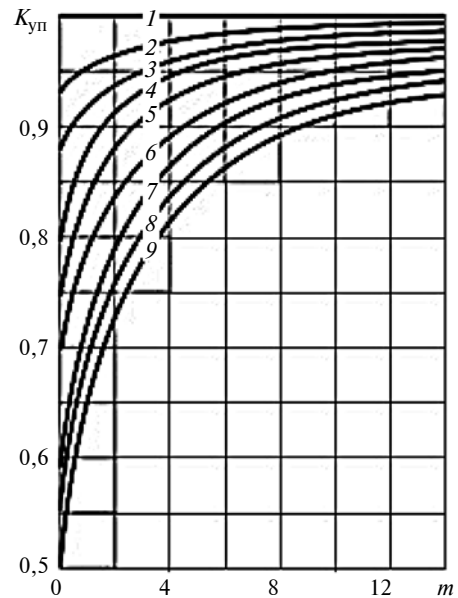


Рис. 1. Зависимости коэффициента  $K_{\text{уп}}$  от параметра  $m$  при  $\nu = 1$  (1); 1,25 (2); 1,5 (3); 2 (4); 2,5 (5); 3 (6); 4 (7); 5 (8); 6 (9)

сы 1 и 2 относятся к материалам первой и второй детали);  $R$  — радиус вершин микронеровностей.

Из рис. 1 видно, что с возрастанием  $m$ , т. е. с увеличением пластической деформации в общем сближении в контакте,  $K_{\text{уп}} \rightarrow 1$ .

При статической контактной нагрузке  $F$  полное сближение  $\alpha$  и фактическая площадь  $A_r$  в контакте поверхностей определяются выражениями [4]:

$$\alpha = \left( \frac{R_{\max}^{\nu} F}{b A_a \text{НД} K_{\text{уп}} h} \right)^{\frac{1}{\nu-1}}; \quad (6)$$

$$A_r = \frac{F}{\text{НД} K_{\text{уп}}} \left( 1 + \frac{\alpha_y}{h} \right). \quad (7)$$

При динамической контактной нагрузке в формулах (6) и (7) вместо  $F$  используют динамическую контактную нагрузку  $F_d$ , вместо НД — динамическую пластическую твердость  $\text{НД}_d$ , а вместо остаточной составляющей  $h$  полного сближения в контакте — его значение при динамической нагрузке.

Эксперименты выполняли с помощью вертикального копра со свободно падающим грузом, его конструкция описана в работе [4]. Начальную скорость удара регулировали высотой установки падающего груза. Наибольшая скорость составляла 10 м/с. Такие скорости характерны для многих машин, например при упрочняющей обработке чеканкой и при штамповке.

Силу удара измеряли с помощью упругого контактного динамометра [4] по диаметру упругого отпечатка на тыльной стороне сферического торца бойка, предварительно покрытой тонкой угольной пленкой. Использовали известное решение кон-

Сочетания контактирующих деталей, вид обработки и параметры шероховатой поверхности бойка

Номер контакта	Материал плитки	Обработка бойка	Класс шероховатости	$R_{max}$ , мкм	$R$ , мкм	$b$	$v$
1	Сталь 10	Фрезерование	4	33	146	0,77	1,27
2	Сталь 35	Фрезерование	5	14	518	0,56	1,30
3	Сталь 45X	Шлифование	5	14	262	1,84	2,07

тактной задачи Г. Герца [7] для диаметра упругого отпечатка при первоначально точечном контакте. Для повышения точности определения силы удара предварительно делали тарировку контактного динамометра статической нагрузкой.

Начальную скорость удара определяли из закона количества движения [4]:

$$v_0 = \frac{v_1}{1 + \frac{m_б}{m_{гр}}}$$

где  $v_1$  — скорость падающего груза в момент соприкосновения с торцевой поверхностью бойка.

Необходимую высоту подъема падающего груза определяли по формуле

$$h_{гр} = \frac{v_0^2}{2g} \left( 1 + \frac{m_б}{m_{гр}} \right)^2. \quad (8)$$

При проведении эксперимента цилиндрический боек из стали ШХ15 с твердостью 62 HRC и массой

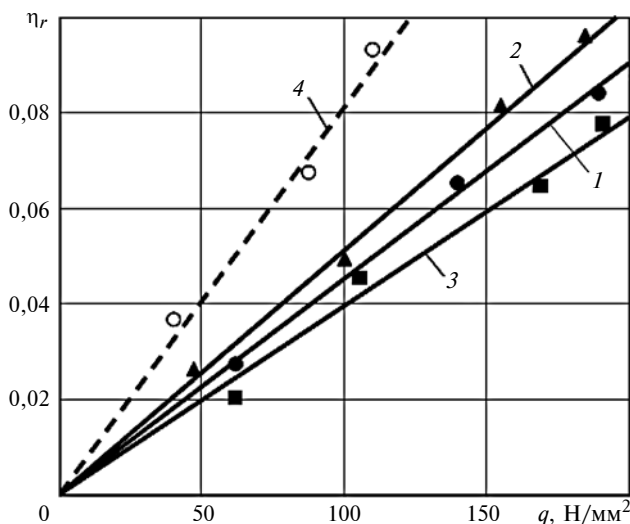


Рис. 2. Экспериментальные значения и расчетные зависимости по формулам (4), (6), (7) относительной фактической площади  $\eta_r$  контакта в стыке гладкой и шероховатой поверхностей от номинального давления  $q$  при динамическом (1–3) и статическом (4) нагружениях:

1 — сталь 10, 4-й класс шероховатости при фрезеровании; 2 — сталь 35, 5-й класс шероховатости при фрезеровании; 3 — Сталь 45X, 5-й класс шероховатости при шлифовании; 4 — сталь 10, 4-й класс шероховатости при фрезеровании

$m_б = 0,08$  кг имел плоскую рабочую поверхность с номинальной площадью контакта  $A_0 = 113$  мм<sup>2</sup> и сферическую тыльную поверхность. Масса груза  $m_{гр} = 1 \div 6$  кг. Параметры шероховатости поверхности бойка определяли с помощью профилометра 130 (ОАО «Завода Протон-МИЭТ») (таблица).

В качестве контртела использовали массивные стальные плитки разной твердости: сталь 10 (1510 НД); сталь 35 (2160 НД); сталь 45X (4610 НД).

Начальная скорость удара  $v_0 = 6$  м/с. Необходимую высоту подъема груза вычисляли по формуле (8), а динамический коэффициент  $\eta_{нд}$  пластической твердости — по формуле (2). Силу удара определяли с помощью упругого контактного динамометра.

Так как сближение  $\alpha$  в контакте и фактическая площадь  $A_r$  контакта взаимосвязаны, то экспериментальную проверку проводили для фактической площади контакта [см. формулу (7)]. Для этого использовали тонкую угольную пленку [5, 8], нанесенную на полированную рабочую поверхность плиток. Результаты показаны на рис. 2, где каждое значение (точка) — среднее значение из 5–6 опытов. Наибольшая разница расчетных и экспериментальных значений относительной фактической площади контакта не превышает 15÷20 % и имеет характер двухстороннего разброса.

Зависимость относительной фактической площади  $\eta_r$  контакта от номинального давления  $q = F/A_a$  при динамическом нагружении имеет линейный характер так же, как и при статическом нагружении.

Однако при динамическом нагружении значения  $\eta_r$  могут быть значительно меньше, чем при статическом нагружении ( $\eta_r$  для стали 10). В данном случае разница составляет 70÷80 %. Это объясняется тем, что при динамическом нагружении твердость пластически деформируемого материала выше, чем при статическом нагружении.

Таким образом, установлено, что при динамическом нагружении зависимость фактической площади контакта поверхностей от нагрузки имеет линейный характер. Фактическая площадь  $\eta_r$  контакта может быть значительно меньше, чем при статическом нагружении в результате повышения твердости пластически деформируемого материала детали при ударном нагружении. Следовательно, при динамическом нагружении сближение контактных поверхностей оказывается меньше, а контактная жесткость больше.

Ю. А. МОРГУНОВ, канд. техн. наук, Б. П. САУШКИН, д-р техн. наук, Н. В. ХОМЯКОВА  
(Московский политехнический университет), e-mail: morgunov56@mail.ru

## Анализ точности электромеханической микрообработки

Исследована достигаемая точность при электрохимическом выполнении занижений глубиной 18 мкм с допуском 4,5 мкм в проточном межэлектродном канале. Определены первичные погрешности размера. Установлены допустимые абсолютная и относительная погрешности параметров режима обработки.

**Ключевые слова:** занижение, электрохимическая обработка, погрешность, точность размера, допуск, режим обработки.

The achieved accuracy in the electrochemical performance of understatement with a depth of 18 mcm with a tolerance of 4.5 mcm in a flow-through interelectrode channel is studied. The primary error of the size. The allowed absolute and relative errors of processing mode parameters are set.

**Keywords:** understatement, electrochemical machining, error, precision size, the tolerance, the processing mode.

В машиностроении нередко используют детали с такими конструктивными элементами как занижения, глубина которых составляет  $10 \div 30$  мкм [1], например аэродинамические занижения на торцах колец, выполняемые для повышения надежности подвижных торцевых уплотнений (рис. 1).

Занижения можно изготавливать разными способами [1–4]. В работах [5, 6] рассмотрены технологии получения занижений электрохимической обработкой [7–11]. Однако нет исследований по определению точности занижений с допуском на размер в несколько микрометров.

Цель настоящей работы — определение точности изготовления занижений электрохимическим гравированием с прокачкой электролита через межэлектродный зазор (МЭЗ).

Рассмотрим изготовление 36 занижений глубиной 0,018 мм с допуском 0,0045 мм, предельным отклонением от параллельности доньшка относительно торца 0,003 мм и параметром шероховатости поверхности  $Ra = 0,4$  мкм.

В работе [12] рассмотрена модель электрохимического формообразования, проанализирована точность обработки, определены первичные погрешности размеров и формы.

Особенности формообразование микроразнижений: малые припуски и время обработки; необходимость учета и контроля погрешности взаимного расположения поверхностей; обеспечение низких параметров шероховатости получаемых поверхностей. Точность измерения глубины занижения при использовании координатно-измерительных машин не превышает  $0,5 \div 1$  мкм, т. е. погрешность измерения в ряде случаев соизмерима с полем допуска и погрешностью обработки.

Так как допуск на размер (4,5 мкм) должен выполняться и контролироваться в любой точке доньшка занижения, допуск взаимного расположения (3 мкм) включен в допуск на размер и составляет  $2/3$  допуска, что соответствует нормальной геометрической точности [13]. При оценке отклонения взаимного расположения поверхностей отклонения формы поверхностей не рассматривают [14], т. е. оценивают результат совместного проявления отклонения формы и расположения исследуемого элемента (поверхности или профиля) относительно заданных баз [15].

### Обоснование модели формообразования контура занижения

Для обеспечения точного контура занижения электрохимическое травление осуществляют при



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 57)

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Волошенко-Климовицкий Ю. Я. Динамический предел текучести. М.: Наука, 1965. 180 с.
2. Котенева Н. В. Упругопластический динамический контакт твердых тел: Монография. Барнаул: АлтГТУ, 2011. 127 с.
3. ГОСТ 18835—73. Металлы. Метод измерения пластической твердости.
4. Дрозд М. С., Матлин М. М., Сидякин Ю. И. Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.

5. Демкин Н. Б., Рыжов Э. В. Качество поверхности и контакт деталей машин. М.: Машиностроение, 1981. 244 с.
6. Исследование динамической прочности в контакте резьбовых соединений / И. В. Котенева, А. А. Максименко, Н. В. Перфильева, А. Д. Борисова // Мат. VII Междунар. науч. конф. «Проблемы механики современных машин». Улан-Удэ. 2018. С. 222—225.
7. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости / Пер. с англ. М.: Наука, 1975. 576 с.
8. Демкин Н. Б., Ланков А. А. Определение фактической площади касания двух тел при помощи угольных пленок // Заводская лаборатория. 1965. № 6 (31). С. 739—740.

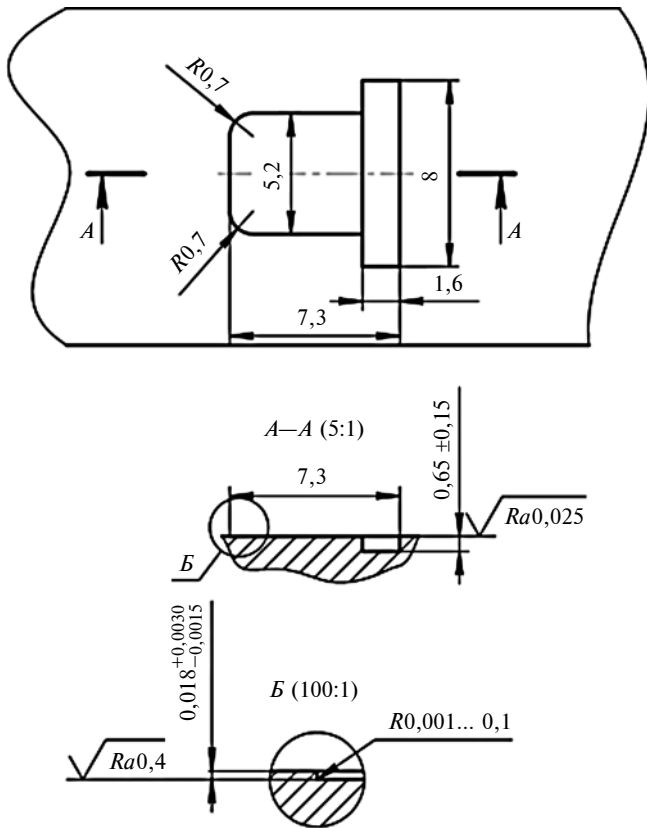


Рис. 1. Аэродинамические занижения на торце детали

малых межэлектродных зазорах или предварительно наносят на поверхность заготовки диэлектрическую маску.

В общем виде модель электрохимического травления занижений как идеальный процесс формообразования можно представить системой уравнений с краевыми условиями:

$$\begin{aligned}
 \nabla^2 \varphi &= 0, \\
 \varphi(f) &= (-\varphi_k), \\
 \varphi(F) &= U - \varphi_a, \\
 \left. \frac{\partial \varphi}{\partial n} \right|_{\Gamma_{\text{из}}} &= 0, \\
 \frac{\partial F}{\partial t} + k_V |\nabla U|_F |\nabla F| &= 0, \\
 k_V &= \varepsilon \eta \chi / \rho_a, \\
 F(t = 0) &= F_0,
 \end{aligned} \tag{1}$$

где  $\varphi$  — потенциал электрического поля;  $f$  и  $F$  — поверхности катода и анода;  $\varphi_k$  и  $\varphi_a$  — катодный и анодный потенциалы;  $n$  — местная нормаль к анодной поверхности;  $U$  — напряжение на электродах;  $\Gamma_{\text{из}}$  — электрически изолированные участки обрабатываемой поверхности;  $\varepsilon$  и  $\rho_a$  — электрохимический эквивалент и плотность материала анода;  $\eta$  —

выход по току основной анодной реакции;  $\chi$  — удельная электропроводность электролита.

В расчетах согласно справочным данным [12] для стали принимали следующие значения:  $\varepsilon = 1,9 \cdot 10^{-4} \text{ г}/(\text{А} \cdot \text{с})$ ;  $\eta = 1$ ;  $\chi = 7 \text{ См}/\text{м}$ ;  $\varphi_k = -1,3 \text{ В}$ ;  $\varphi_a = 0,2 \text{ В}$ ;  $\rho_a = 7,8 \text{ г}/\text{см}^3$ . Длина занижения по направлению потока электролита  $b = 5 \text{ мм}$ ; межэлектродный зазор  $a = 0,25 \text{ мм}$ .

Расчетами получены семейства эквипотенциалей и профилограмм занижений при разных режимах обработки.

На рис. 2 показаны профилограммы занижений глубиной 20 мкм для двух схем формообразования: с изоляцией на катоде и с изоляцией на аноде. Параметры обработки импульсным током: амплитудное напряжение  $U_a = 70 \text{ В}$ ; длительность импульса  $\tau_{\text{и}} = 4 \text{ мс}$ ; скважность  $s = 10$ . Предполагалось, что выполняются условия идеального формообразования, т. е.  $\Delta\varphi = \varphi_a - \varphi_k = \text{const}$ ,  $\eta = \text{const}$ ,  $\chi = \text{const}$ .

Вид профилограммы существенно зависит от выбранной схемы формообразования (см. рис. 2). При обработке с изолированным катодом получены занижения с плоскими доньшками, наклонными под углом  $\alpha$  к вертикальным стенкам, с радиусом  $r$  перехода от стенки к доньшку и радиусом  $Rr$  перехода от стенки к исходной поверхности заготовки.

При увеличении межэлектродного зазора увеличиваются внешний и внутренний радиусы скругления, угол наклона стенок, погрешность длины занижения ( $\Delta b/2 \approx htg\alpha$ ). Таким образом, при обработке с изолированным катодом возникают погрешности формы: скругляются наружные и внутренние углы, возникает наклон боковой стенки. Данные погрешности зависят от режима обработки и должны учитываться при назначении допусков на размеры.

При обработке с нанесением изолирующей маски на анод образуются специфические погрешности — пристеночные углубления («усы») (см. рис. 2, б). С увеличением межэлектродного зазора их глубина возрастает. Для оценки погрешности формы доньшка занижения используют коэффициент  $\varepsilon = h_{\text{max}}/h$ , величина которого значительно зависит от толщины изоляции. В ходе травления коэффициента  $\varepsilon$  снижается, т. е. профиль доньшка выравнивается.

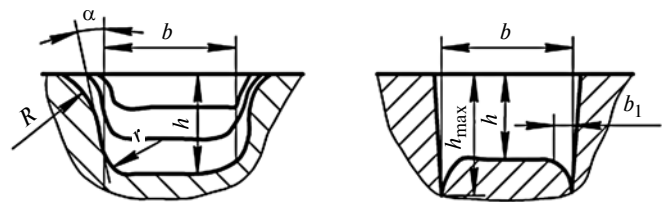


Рис. 2. Профилограммы занижений, полученных при изолированном катоде (а) и изолированном аноде (б)

Изоляция нерабочей поверхности инструмента выполняется разово при его изготовлении. Изоляция анода (заготовки) осуществляется за несколько операций — нанесение и удаление изолирующих слоев. Это влияет на выбор варианта обработки.

Расчеты показали, что зависимость снятого припуска (глубины  $z$  травления) от времени  $t_M$  обработки можно считать линейной до  $z = 50$  мкм, что составляет 20 % от исходного зазора, что обусловлено допущением об идеальности процесса формообразования. Это позволяет для расчета снятого припуска использовать простое выражение

$$z = kv_{уд} U_0 \chi t_M / a. \quad (2)$$

Здесь  $k = 0,73$  — коэффициент, обусловленный краевым эффектом распределения тока на анодной поверхности, не учитываемым законом Ома;  $v_{уд} = \epsilon \eta / \rho_a$  — удельная скорость растворения металла;  $U_0 = U - \Delta\phi$  — омическое падение напряжения на электролитном промежутке;  $a$  — начальный межэлектродный зазор, где  $U$  — напряжение на электродах;  $\Delta\phi = (\phi_a - \phi_k)$  — сумма электродных потенциалов.

Дифференцируя обе части выражения (2) и заменив дифференциалы приращениями, можно представить погрешность размера  $\Delta_p = \Delta z$  как алгебраическую сумму первичных погрешностей, обусловленных конкретными физическими факторами:

$$\begin{aligned} \Delta_p &= \Delta U + \Delta a + \Delta \chi + \Delta t = \\ &= m_1 \Delta U + m_2 \Delta a + m_3 \Delta t + m_4 \Delta \chi, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\Delta U$ ,  $\Delta a$ ,  $\Delta \chi$ ,  $\Delta t$  — первичные погрешности размера, вызванные отклонениями соответственно напряжения  $\Delta U$  на электродах, начального межэлектродного зазора  $\Delta a$ , удельной электропроводности  $\Delta \chi$  рабочей жидкости и времени  $\Delta t$  обработки;  $m_1 - m_4$  — передаточные коэффициенты, определяющие влияние отдельных факторов на суммарную погрешность размера.

Разделив обе части выражения (3) на номинальный припуск  $z^*$ , соответствующего номинальной глубине  $h$  занижения, и номинальным значениям факторов ( $U_0^*$ ,  $\chi^*$ ,  $t^*$ ,  $a^*$ ), получим формулу суммарной погрешности:

$$\begin{aligned} \delta &= \delta_U + \delta_a + \delta_\chi + \delta_t = \\ &= \Delta U / U^* + \Delta a / a^* + \Delta \chi / \chi^* + \Delta t / t^*. \end{aligned} \quad (4)$$

Выражение (4) позволяет рассчитать погрешность размера по известным фактическим отклонениям параметров, определить предельную абсолютную погрешность размера по первичным погрешностям, а также выявить допустимые отклонения физических параметров по известному допустимому отклонению выполняемого размера.

В таблице представлены результаты расчета допустимых отклонений параметров режима обработки, полученные на основании размерных цепей методом полной взаимозаменяемости [15] при следующих допущениях:

расчеты выполнены при тех же параметрах режима, что и расчеты системы уравнений (1), при номинальной глубине занижения 18 мкм и симметричном допуске 4,5 мкм;

средние значения допусков на составляющие погрешности равны между собой;

средние значения первичных погрешностей равны нулю, а поля допусков симметричны относительно номинального размера занижения.

Если все поле допуска на глубину занижения приходится на компенсацию погрешности размера, т. е. погрешности взаимного расположения и формы пренебрежимо малы, то при примерно равном влиянии первичных погрешностей на долю каждой из них приходится одна четвертая поля допуска на размер, т. е. 1,1 мкм.

Анализ данных, приведенных в таблице, показал, что при сделанных допущениях относительные погрешности не должны превышать 6 % от номинальных значений. Это означает, что источник питания должен обеспечивать стабильность напряжения на электродах  $\pm 2,1$  В, точность начального межэлектродного зазора должна быть не ниже  $\pm 7,5$  мкм, отклонение времени обработки не должно превышать  $\pm 0,16$  с. Что касается удельной электропроводности, то она зависит от температуры электролита, и при обработке партии деталей для выполнения указанного в таблице условия необходимо поддерживать отклонения  $\pm 1,5$  °С. Поэтому система подготовки и подачи электролита включает в себя блок стабилизации температуры электролита.

При вероятностном расчете допустимая абсолютная погрешность первичных погрешностей значительно увеличивается (на 30÷100 %). Это важно, так как в реальных условиях обработки необходимо учитывать отклонения профиля занижения (отклонения взаимного расположения и формы), что снижает допуск, приходящийся на ограничение погрешности размера. Так, если большая часть допус-

Расчетные значения предельных отклонений параметров режима

Первичная погрешность	$m_i$	$\pm P_i/2$	$\pm \delta_i/2, \%$
$\Delta U$	$2,6 \cdot 10^{-5}$ см/В	$\pm 2,1$ В	$\pm 3$
$\Delta \chi$	$256 \cdot 10^{-4}$ Ом·см <sup>2</sup>	$\pm 21 \cdot 10^{-4}$ Ом <sup>-1</sup> см <sup>-1</sup>	$\pm 3$
$\Delta t$	$3,4 \cdot 10^{-4}$ см/с	$\pm 0,16$ с	$\pm 3$
$\Delta a$	$7,2 \cdot 10^{-2}$	$\pm 7,5 \cdot 10^{-3}$	$\pm 3$

Примечание.  $\pm P_i$  — предельная абсолютная погрешность  $i$ -го параметра.

ка на размер (3 мкм) приходится на погрешность взаимного расположения, то требования к стабилизации параметров режима обработки существенно повышаются. Поэтому при выборе параметров режима стремятся максимально снизить погрешности взаимного расположения и формы.

Кроме того, выбирая параметры режима обработки необходимо принимать во внимание требуемую по чертежу низкую шероховатость доньшка занижения. Параметр шероховатости  $Ra = 0,4$  мкм поверхности достигается лишь при высокой плотности тока. Сформулированные условия можно записать как

$$\frac{\partial i}{\partial x} \rightarrow 0, \quad i \geq [i_R], \quad (5)$$

где  $i$  — локальная плотность тока;  $x$  — координата обрабатываемой поверхности вдоль потока электролита;  $[i_R]$  — плотность тока, при которой в данных условиях достигается заданный параметр шероховатости поверхности.

Указанные выше условия, как правило, достигаются или в результате электролиза импульсами тока, или в результате интенсификации прокачки электролита через межэлектродный промежуток.

При настройке станка на заданную глубину занижения в качестве управляющего воздействия используют время обработки. Так, в рассмотренном выше примере припуск 1 мкм снимается за время 0,3 с. Поэтому система управления станком должна включать в себя таймер с погрешностью не более  $\pm 0,05$  с. При одновременной обработке группы занижений на детали с одного установка рассмотренные погрешности размера можно рассматривать, как систематические. При обработке партии деталей первичные погрешности размера рассматривают как случайные величины и используют соответствующее правило их суммирования.

### Статистическая оценка точности

В экспериментах обрабатывали кольцевые образцы из стали 30Х2Н2ВФМА. Для повышения точности измерений обрабатываемый торец (измерительная база) предварительно шлифовали и притирали до  $Ra = 0,2$  мкм. После получения площадки занижения измеряли ее глубину в пяти точках на координатно-измерительной машине, параметр шероховатости поверхности определяли на профилометре T1000 фирмы Hommel. Погрешность измерения глубины занижения по результатам 10 измерений эталонного маломерного образца составила 0,5 мкм, погрешность измерения параметра шероховатости не превышала 10 % от номинальной величины.

Эксперименты проводили на штатной технологической оснастке для электрохимического копи-

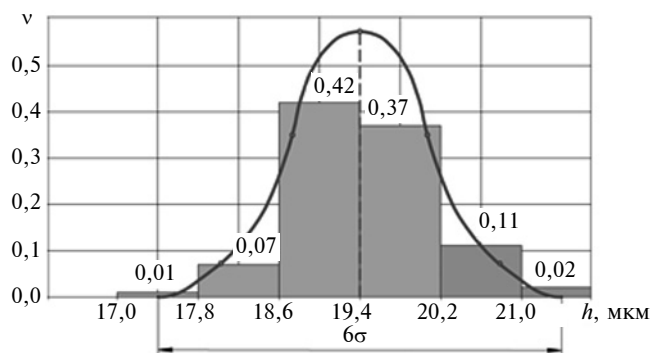


Рис. 3. Зависимость относительной частоты  $\nu$  попадания размеров в интервал от глубины  $h$  занижения

рально-прошивочного станка ЭТМ-22К с источником питания, обеспечивающим подачу импульсов с паузой.

Экспериментально установлены параметры режима обработки, обеспечивающие стабильность и высокое качество обработки:

тока — импульсный с параметрами:  $\tau_{и} = 4$  мс,  $\tau_{п} = 2$  мс,  $U_a = 70$  В; число импульсов в пачке — 3; пауза 84 мс;

среднее напряжение технологического тока 9 В; электролит: 8 %  $\text{NaNO}_3 + 2$  %  $\text{NaCl}$ , остальное вода (удельная электропроводность 7 См/м); давление электролита  $0,6 \div 0,8$  МПа; рабочий зазор 0,3 мм.

Расчетная плотность тока  $170$  А/см<sup>2</sup>, сила тока 120 А. Одновременно обрабатывали два занижения.

Точность глубины занижения оценивали опытно-статистическим методом, обработав 144 измерений на четырех образцах (по 36 занижений на каждом).

На рис. 3 показана зависимость относительной частоты  $\nu$  попадания размеров в интервал от глубины  $h$  занижения, анализ которой показал, что имеет место распределение, близкое к гауссовскому распределению, с параметрами: средний размер  $M_{ср} = 19,4$  мкм, среднее квадратичное отклонение  $\sigma = 0,7$  мкм, поле рассеяния размеров  $\omega = 6\sigma = 4,2$  мкм, что указывает на воздействие большого числа случайных факторов. Фактическое поле рассеяния размеров составляет 4,8 мкм, а с учетом погрешности измерения — 5,3 мкм. Видно, что условие  $\omega \leq T$  ( $T = 4,5$  мкм — допуск на размер) не выполняется, есть вероятность получения бракованных деталей.

На рис. 4 представлены зависимости глубин занижения для четырех образцов, анализ которых показал, что имеется относительно равномерное распределение значений глубины занижения (зависимость 3). У одного образца (зависимость 4) наблюдается разделение кривой на две зоны, что может быть вызвано перекосом детали при ее установке в приспособление. Так, отклонение от па-

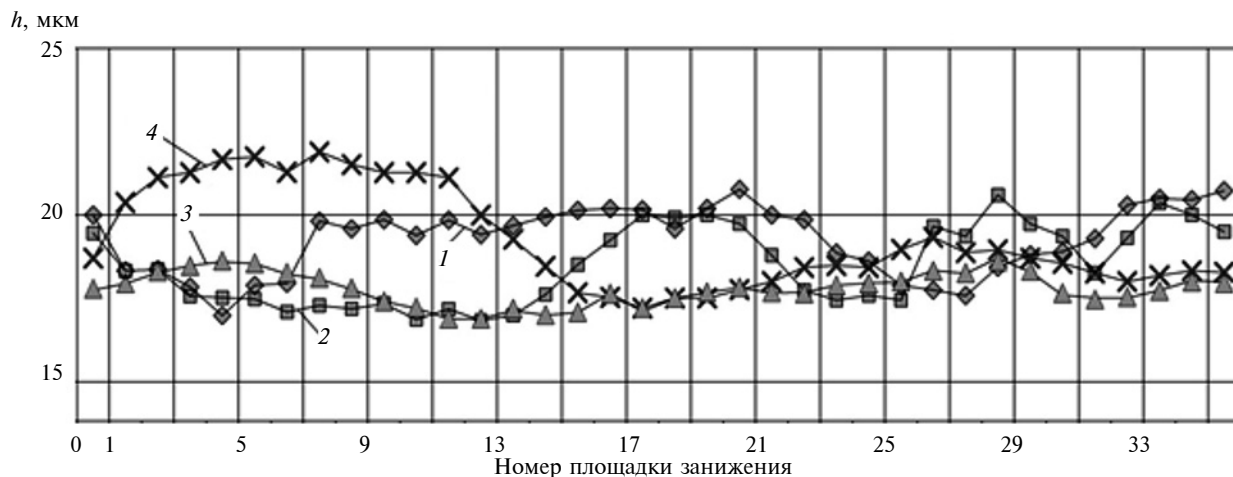


Рис. 4. Эмпирические точечные диаграммы распределения глубины —  $h$  занижения на 36 площадках четырех образцов (1–4 — номера образцов)

раллельности плоскости катода-инструмента базовой плоскости детали из-за перекося на 50 мкм на длине 150 мм создает погрешность в 3,6 мкм из-за попадания мусора. Поэтому предложено уменьшить допуск на отклонение от параллельности базовой установочной поверхности и рабочей поверхности инструмента при его изготовлении, а также предусмотреть вспомогательный переход, обеспечивающий тщательную очистку базовых поверхностей сопряжения при установке и закреплении детали в приспособлении.

Для уменьшения поля рассеяния и обеспечения требуемых условий при выполнении занижений без отступлений от технических требований на изготовление предложено использовать импульсный источник питания с длительностью импульсов менее 1 мс, чтобы исключить влияние отклонений от взаимного расположения и формы на суммарную погрешность обработки.

Таким образом, исследована точность изготовления занижений при изготовлении деталей. Установлено, что при использовании штатного технологического оснащения не исключена вероятность появления брака. Предложены мероприятия по снижению поля рассеяния размеров для снижения вероятности брака.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Беников В. С., Дикусар А. И., Саушкин Б. П.** Анализ технологий изготовления поверхностных занижений глубиной 10–20 мкм // Упрочняющие технологии и покрытия. 2008. № 6. С. 48–53.
2. **Микрообработка** поверхностных рельефов с применением физико-химических методов воздействия на материал / Ю. П. Астахов, С. А. Кочергин, Е. А. Митрюшин // Научные технологии в машиностроении. 2012. № 7 (13). С. 33–38.
3. **Kochergin S. A., Morgunov Yu. A., Saushkin B. P.** Surface manufacturing under pulse fiber laser // Procedia CIRP. 2016. Vol. 42. P. 470–474.

4. **Kochergin S. A., Morgunov Yu. A., Saushkin B. P.** Features of a single crater formation under the influence of the impulse of laser radiation on the material // Surface Engineering and Applied Electrochemistry. 2017. Vol. 53. N. 2. P. 111–115.

5. **Моргунов Ю. А., Саушкин Г. Б., Велигданов Т. В.** Электрохимическое гравирование аэродинамических занижений в оснастке с проточным каналом // Металлообработка. 2010. № 2. С. 50–61.

6. **Morgunov Yu. A., Saushkin B. P., Saushkin G. B.** Micro-machining of Titanium-Alloy Components // Russian Engineering Research. 2019. Vol. 39. N. 2. P. 125–128.

7. **Electrochemical Micro Machining** / Z. Wang, Y. Zhu, Z. Fan, N. Yun // Proceeding of 16<sup>th</sup> International Symposium on Electromachining. 2010. P. 351–356.

8. **Yang Y., Natsu W., Zhao W.** Fundamental Research on Electrochemical Micro Machining by Using Water as the Electrolyte // Proceeding of 16<sup>th</sup> International Symposium on Electromachining. 2010. P. 307–312.

9. **Yong L., Ruigin H.** Micro Electrochemical Machining for Tapered Holes of Fuel Jet Nozzles / Procedia CIRP. 2013. Vol. 6. P. 391–395.

10. **Study of Micro Groove Machining by Micro ECM** / Chen Chuangchuang, Li Jianzhong, Zhan Shicheng an et. // Procedia CIRP. 2016. Vol. 42. P. 418–422.

11. **Selection and Optimization of Electrolyte for Micro Electrochemical Machining on Stainless Steel 304** / Liu Guodong, Li Yong, Kong Quancun, Tong Hao // Procedia CIRP. 2016. Vol. 42. P. 412–417.

12. **Электрохимическая** обработка изделий авиационно-космической техники / В. И. Ломаев, Ю. А. Моргунов, Б. П. Саушкин, Г. Б. Саушкин; под ред. Б. П. Саушкина. М.: ФОРУМ, 2013. 480 с.

13. **Соотношения** между допусками размера, формы, расположения и шероховатости поверхностей БВ-РТМ-62-71. М.: НИИМАШ, 1973. 56 с.

14. **ГОСТ 24642–81.** Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 2002. 30 с.

15. **Допуски и посадки:** Справочник. Ч. 1 / Под ред. В. Д. Мягкова. Л.: Машиностроение, 1978. 544 с.



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

## Применение промышленного робота для обработки кромок деталей

Исследована возможность при обработке кромок деталей цельнолитыми полимерно-абразивными радиальными щетками применение робототехнического комплекса. Установлены зависимости параметров обработанной кромки и шероховатости обработанной поверхности от скорости резания, деформации щетки, подачи и угла наклона инструмента относительно обрабатываемой поверхности. Показана возможность обработки кромок по наружному радиусу, в овальном отверстии, прямолинейных кромок в пазу и на наклонных участках.

**Ключевые слова:** кромка, обработка, робототехнический комплекс, полимерно-абразивная щетка, параметры режима.

The possibility of using a robotic complex when machining the edges of parts with solid polymer-abrasive radial brushes is studied. The dependences of the parameters of the machined edge and the roughness of the machined surface on the cutting speed, brush deformation, feed and the angle of inclination of the tool relative to the machined surface are determined. The possibility of processing the edges along the outer radius, in the oval hole, straight edges in the groove and on inclined sections is shown.

**Keywords:** edge, processing, robotic complex, polymer-abrasive brush, mode parameters.

В таких отраслях машиностроения как самолето- и вертолетостроение предъявляются высокие требования к качеству обработанных поверхностей деталей на финишных операциях. При этом многие операции (зачистка поверхностей, снятие заусенцев, скругление острых кромок и т. п.) выполняют вручную. Поэтому механизация и автоматизация финишных операций является весьма актуальной.

Рассмотрим возможность выполнения таких операций на деталях самолета с использованием робототехнического комплекса (РТК) (рис. 1), в состав которого входят:

робот KUKA KR 210 R2700 EXTRA (Германия) с системой управления KR C4, радиусом действия 2696 мм, шестью осями, системой программного обеспечения Windows XP;

электрошпиндель RC90 (Elettromeccanica Giordano Colombo,

Италия) с частотами вращения шпинделя  $240 \div 24\,000 \text{ мин}^{-1}$ , номинальной мощностью 4 кВт, который оснащен несколькими магазинами инструментов, максимальный диаметр инструмента 380 мм, с цапгами  $\varnothing 2 \div 16 \text{ мм}$ ;

стол Forster (Германия) с размерами  $4000 \times 1500 \text{ мм}$ .

Ввиду малой жесткости и недостаточной виброустойчивости

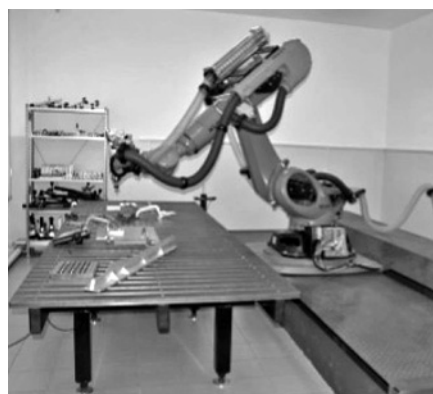


Рис. 1. Промышленный робот KUKA KR 210 R2700 EXTRA

робота с закрепленным электрошпинделем предусматривается балансировка инструмента на модульной балансировочной системе Haimer TD2009 Comfort Plus (Германия) с рабочими частотами вращения шпинделя  $300 \div 1100 \text{ мин}^{-1}$ , максимальная длина инструмента 400 мм, точность измерения  $< 0,5 \text{ гмм}$ . Балансировку выполняли по ГОСТ ИСО 1940-1—2007 по классу точности балансировки G6,3.

Исследования показали, что для обработки кромок эффективным инструментом являются полимерно-абразивные щетки [1—4].

При исследованиях использовались цельнолитые радиальные щетки C BB-ZB компании Minnesota Mining and Manufacturing Company (3M) с изогнутыми ворсинками  $\varnothing 150 \text{ мм}$  (рис. 2) и A BB-ZB с прямыми ворсинками (рис. 3). Радиальные щетки Scotch-Brite™ Bristle выпускают в виде тонких дисков из полимерного материала с гибкими ворсинками по окружности. Зерна износостойкого абразивного материала 3M™ Cubitron™, который представляет собой кристаллы прецизионной пирамидальной формы с микрокристаллической структурой, равномерно распределены по объему полимера.

Щетки практически любой ширины собирают на оправке из нескольких дисков (см. рис. 2 и 3).

Эксперименты проводили на образцах из высокопрочного алюминиевого сплава В95пчТ2 и титанового сплава ВТ-20 на обучающем режиме программирования процесса обработки.

Размеры  $X$ ,  $Y$  и  $p$  обработанной кромки (рис. 4) измеряли на большом инструментальном микроскопе БМИ-1ц (цена деления 1 мкм).

Производительность обработки радиальными щетками BB-ZB Type A P50 и BB-ZB Type C P120 определяли как средний

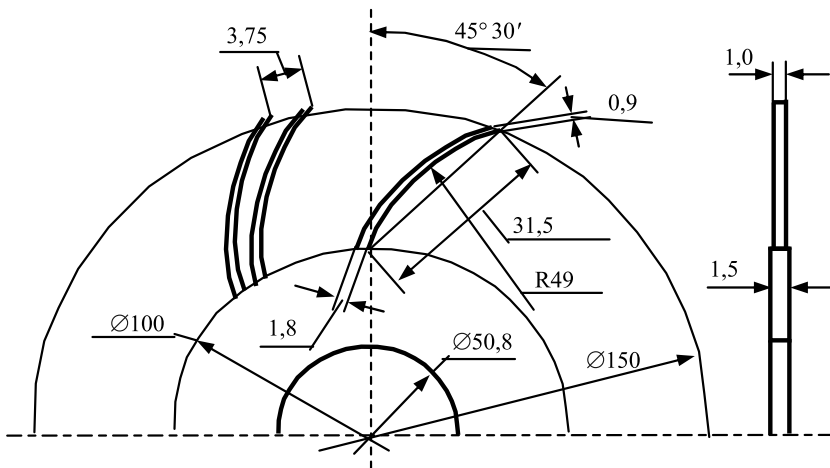


Рис. 2. Диск щетки С ВВ-ZB (135 ворсин)

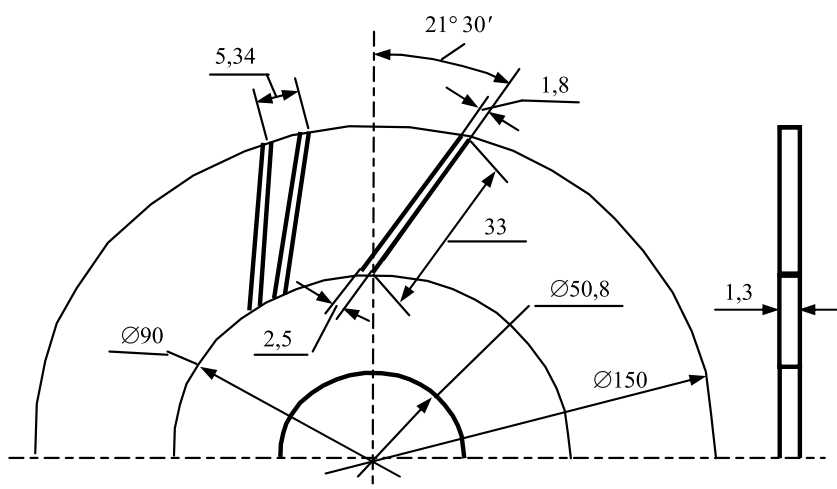


Рис. 3. Диск щетки А ВВ-ZB (90 ворсин, всего 540 ворсин)

размер получаемой кромки:  $Z_k = (X + Y)/2$ , где  $X$ ,  $Y$  — размеры кромки по осям  $X$  и  $Y$ .

Кромка формируется в результате воздействия ворсин радиальных щеток на обрабатываемую

поверхность детали (рис. 5). При обработке длинномерных деталей для исключения касания головки электрошпинделя с обрабатываемой деталью необходим наклон оси щетки на угол  $\beta$ .

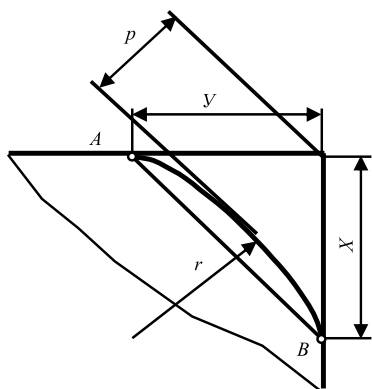


Рис. 4. Расчетная схема для параметров  $\alpha$ ,  $\Delta Y$  и  $\beta$

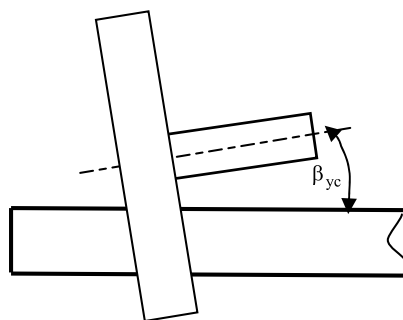


Рис. 5. Расчетная схема для параметров  $\alpha$ ,  $\Delta Y$  и  $\beta$

Результаты исследований влияния скорости  $v$  резания, деформации  $\Delta Y$  и подачи  $S$  щетки на производительность обработки, т. е. на параметр  $Z_k$ , приведены на рис. 6—8.

Установлено, что при неизменной деформации щетки и подачи ( $\Delta Y = \text{const}$ ,  $S = \text{const}$ ) с увеличением скорости (см. рис. 6) производительность обработки повышается, так как увеличивается число зерен, взаимодействующих в единицу времени с обрабатываемой поверхностью, и повышается сила резания [5].

С увеличением деформации  $\Delta Y$  щетки (см. рис. 7) размер  $Z_k$  обработанной кромки увеличивается [5].

На рис. 8 представлены зависимости параметра  $Z_k$  обработки от подачи  $S$ . С увеличением подачи  $S$  размер обработанной кромки уменьшается, т. е. изменением подачи  $S$  можно получить кромку нужного размера.

Используя статистическую обработку экспериментальными данными, получена аналитическая зависимость параметра  $Z_k$  обработки от подачи  $S$ , скорости  $v$ , угла  $\beta$  и деформации  $\Delta Y$  щетки:

$$Z_k = (a_1(\Delta Y)^2 + a_2v^2 + a_3S^2 + a_4\Delta Y + a_5v + a_6S + a_7\Delta Yv + a_8\Delta YS + a_9vS + a_{10}\Delta YvS + a_{11})(a_{12}\beta^3 + a_{13}\beta^2 + a_{14}\beta + a_{15}). \quad (1)$$

Значения коэффициентов  $a_{1-10}$ ,  $a_{12}-a_{14}$  и свободных членов  $a_{11}$ ,  $a_{15}$  приведены в табл. 1.

Получить требуемый размер  $Z_k$  кромки можно изменением одного из параметров обработки, например подачи  $S$ .

При заданных значениях  $Z_k$ ,  $\Delta Y$ ,  $v$  и  $\beta$  подачу  $S$  определяем по формуле

$$S = \frac{-d + \sqrt{d^2 - 4a_3f}}{2a_3}, \quad (2)$$

где

$$d = a_6 + a_8\Delta Y + a_9v + a_{10}\Delta Yv;$$

$$f = a_1(\Delta Y)^2 + a_2v^2 + a_4\Delta Y + a_5v + a_7\Delta Yv + a_{11} -$$

$$- \left( \frac{Z_k}{a_{12}\beta^3 + a_{13}\beta^2 + a_{14}\beta + a_{15}} \right).$$

Отклонение  $\delta$  от позиционирования, т. е. относительное отклонение от симметричного расположения радиуса скругления (см. рис. 7) находи по формуле  $\delta = (X - Y)/Z_k$ .

В работе [5] установлены влияния деформации  $\Delta Y$  щетки, угла  $\alpha$  смещения оси щетки относительно кромки и угла  $\beta$  наклона щетки на отклонение  $\delta$ . Статистической обработкой экспериментальных данных получена зависимость  $\delta$  от данных параметров:

$$\delta = a_1\alpha^2 + a_2\beta^2 + a_3\Delta Y^2 + a_4\alpha + a_5\beta + a_6\Delta Y + a_7\beta\alpha + a_8\Delta Y\alpha + a_9\Delta Y\beta + a_{10}\beta\alpha\Delta Y + a_{11}. \quad (3)$$

Значения коэффициентов и свободного члена приведены в табл. 2.

Оптимальным значением является  $\delta = 0$  для его получения при заданных значениях  $\Delta Y$ ,  $\beta$  и  $\delta = 0$  определяем угол  $\alpha$  по формуле

$$\alpha = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4a_1c}}{2a_1}, \quad (4)$$

где

$$b = a_4 + a_7\beta + a_8\Delta Y + a_{10}\beta\Delta Y;$$

$$c = a_2\beta^2 + a_3(\Delta Y)^2 + a_5\beta + a_6\Delta Y + a_9\beta\Delta Y + a_{11} - \delta.$$

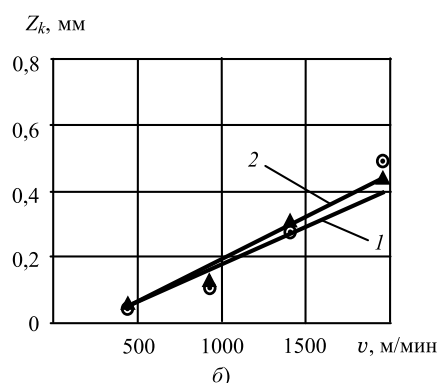
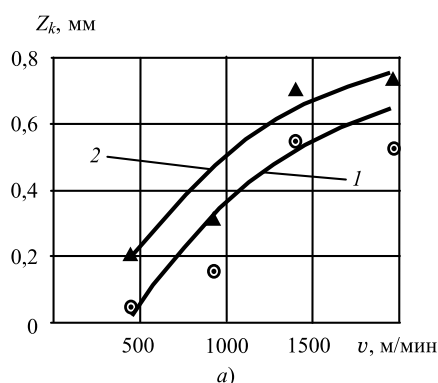


Рис. 6. Зависимости изменения параметра  $Z_k$  от скорости  $v$  резания щетками ВВ-ZB Type А P50 при  $A = 0$  мм (1) и ВВ-ZB Type С P120 при  $A = -10$  мм (2):

$a$  — для В95пчТ2 при  $S = 400$  мм/мин;  $b$  — для VT-20 при  $S = 200$  мм/мин

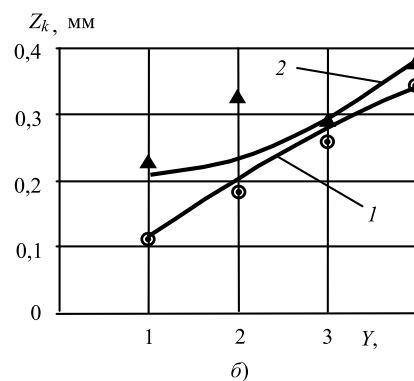
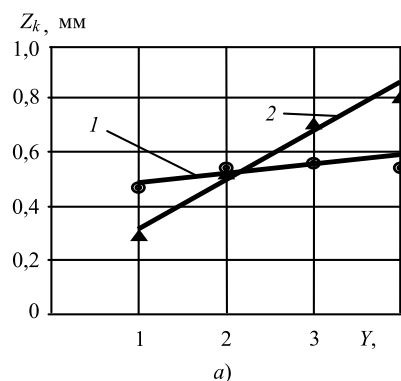


Рис. 7. Зависимости изменения параметра  $Z_k$  от деформации  $\Delta Y$  щеток ВВ-ZB Type А P50 при  $A = 0$  мм (1) и ВВ-ZB Type С P120 при  $A = -10$  мм (2) при  $v = 1413,72$  м/мин;  $\beta = 10^\circ$ :

$a$  — для В95пчТ2 при  $S = 400$  мм/мин;  $b$  — для VT-20 при  $S = 200$  мм/мин

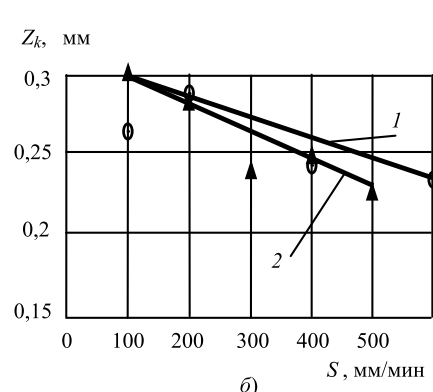
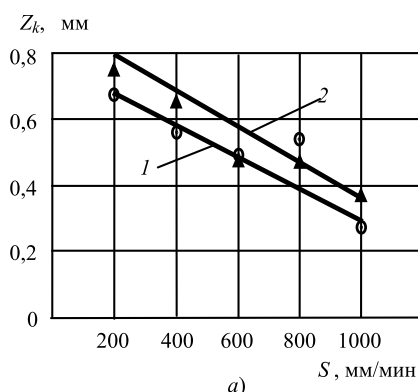


Рис. 8. Зависимости изменения параметра  $Z_k$  от подачи  $S$  щеток ВВ-ZB Type А P50 при  $A = 0$  мм (1) и ВВ-ZB Type С P120 при  $A = -10$  мм (2) при  $v = 1413,72$  м/мин;  $\Delta Y = 3$  мм;  $\beta = 10^\circ$ :

$a$  — для В95пчТ2;  $b$  — для VT-20

Для получения одинаковых кромок  $Z_k$  и на горизонтальных участках длинномерной детали, и на наклонных участка при назначении параметров режима надо соблюдать последовательность:

- 1) скорость  $v$  и деформацию  $\Delta Y$  щетки по технологическим рекомендациям;
- 2) угол  $\alpha$  по формуле (4) при  $\beta = 0$ ;
- 3) для горизонтального участка для заданного чертежом параметра  $Z_k$  подачу  $S$  определяют по формуле (2) при  $\beta = 0$ ;
- 4) для наклонной поверхности при заданном чертежом угле  $\beta$

и принятой деформации  $\Delta Y$  щетки угол  $\alpha$  определяют по формуле (4);

5) вдоль наклонной поверхности подачу  $S$  рассчитывают по формуле (2) при заданных  $Z_k$  и  $\beta$ ;

6) горизонтальную ( $S_\Gamma$ ) и вертикальную ( $S_B$ ) составляющие подачи определяют по формулам

$$S_\Gamma = S \cos \beta; \quad S_B = S \sin \beta. \quad (5)$$

Таким образом, при  $\beta = 0$  подача  $S_\Gamma$  больше, чем подача при обработке поверхностей при  $\beta > 0$ . Для обеспечения требуемого размера кромки (например  $Z_k = 0,5$  мм) потребуется перенастройка продольной подачи с  $S$  на  $S_\Gamma$  или увеличение деформации  $\Delta Y$  щетки в соответствии с уравнением (1).

При заданных параметрах  $Z_k$ ,  $v$ ,  $S$  и  $\beta$  деформацию  $\Delta Y$  определяем по формуле

$$\Delta Y = \frac{-g + \sqrt{g^2 - 4a_1 t}}{2a_1}, \quad (6)$$

где

$$g = a_4 + a_7 v + a_8 S + a_{10} v S;$$

$$t = a_2 v^2 + a_3 S^2 + a_5 v + a_6 S + a_7 \Delta Y v + a_{11} - \left( \frac{Z_k}{a_{12} \beta^3 + a_{13} \beta^2 + a_{14} \beta + a_{15}} \right).$$

### Шероховатость поверхности кромки

Шероховатость поверхности кромки измеряли на оптическом профилометре Bruker Contour GT-K1.

На рис. 9–11 представлены зависимости параметром  $Ra$  шероховатости от скорости резания, деформации щетки и подачи при обработке щетками ВВ-ZB Type A P50 и ВВ-ZB Type C P120.

С повышением скорости и деформации щетки шероховатость кромки увеличивается, что связано с увеличением силы [6] воздействия ворсин щетки на обрабатываемую поверхность.

Статистической обработкой экспериментальных данных получена зависимость параметра шероховатости от  $v$ ,  $\Delta Y$  и  $S$ :

$$Ra = a_1 \Delta Y^2 + a_2 v^2 + a_3 S^2 + a_4 \Delta Y + a_5 v + a_6 S + a_7 \Delta Y v + a_8 \Delta Y S + a_9 v S + a_{10} \Delta Y v S + a_{11}. \quad (7)$$

Таблица 1  
Значения коэффициентов в формуле (1) при обработке заготовок из В95ПчТ2 и ВТ20 разными щетками

Коэффициент	В95ПчТ2		ВТ20	
	ВВ-ZB Type A P50	ВВ-ZB Type C P120	ВВ-ZB Type A P50	ВВ-ZB Type C P120
$a_1$	-0,01	-0,0175	$-5 \cdot 10^{-3}$	0,0175
$a_2$	$-2 \cdot 10^{-7}$	$-1,6 \cdot 10^{-7}$	$1,5 \cdot 10^{-8}$	$2 \cdot 10^{-8}$
$a_3$	$-6,5 \cdot 10^{-8}$	$-2 \cdot 10^{-8}$	$2 \cdot 10^{-7}$	$1,5 \cdot 10^{-7}$
$a_4$	0,082	0,2565	0,103	-0,0325
$a_5$	$9 \cdot 10^{-4}$	$7,8 \cdot 10^{-4}$	$2,1 \cdot 10^{-4}$	$2,1 \cdot 10^{-4}$
$a_6$	$-3,5 \cdot 10^{-4}$	$-5 \cdot 10^{-4}$	$-3 \cdot 10^{-4}$	$-3 \cdot 10^{-4}$
$a_7$	$1,5 \cdot 10^{-9}$	$1,5 \cdot 10^{-9}$	$1,5 \cdot 10^{-9}$	$1,5 \cdot 10^{-9}$
$a_8$	$-2,41 \cdot 10^{-9}$	$-2,41 \cdot 10^{-9}$	$-2,41 \cdot 10^{-9}$	$-2,41 \cdot 10^{-9}$
$a_9$	$5,8 \cdot 10^{-11}$	$5,8 \cdot 10^{-11}$	$5,8 \cdot 10^{-11}$	
$a_{10}$	$1,5 \cdot 10^{-11}$	$1,5 \cdot 10^{-11}$	$1,5 \cdot 10^{-11}$	$1,5 \cdot 10^{-11}$
$a_{11}$	-0,3	-0,52	-0,26	-0,06
$a_{12}$	$9,143 \cdot 10^{-8}$	$1,529 \cdot 10^{-6}$	$1,829 \cdot 10^{-8}$	$1,051 \cdot 10^{-6}$
$a_{13}$	$-6,24 \cdot 10^{-5}$	$-1,368 \cdot 10^{-4}$	$-5,95 \cdot 10^{-5}$	$-1,295 \cdot 10^{-4}$
$a_{14}$	-0,013985	-0,016085	-0,012379	-0,01481
$a_{15}$	1,146	1,173	1,13	1,16

Таблица 2

Значения коэффициентов в формуле (3) при обработке заготовок из В95ПчТ2 и ВТ20 разными щетками

Коэффициент	Щетка ВВ-ZB Type C P120		Щетка ВВ-ZB Type A P50	
	В95ПчТ2	ВТ20	В95ПчТ2	ВТ20
$a_1$	$1,524 \cdot 10^{-4}$	$2,2 \cdot 10^{-4}$	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$1,4 \cdot 10^{-4}$
$a_2$	$1,06 \cdot 10^{-4}$	$-5 \cdot 10^{-6}$	$8,3 \cdot 10^{-5}$	$1,46 \cdot 10^{-5}$
$a_3$	$5,35 \cdot 10^{-3}$	$-6,676 \cdot 10^{-7}$	-0,017	$8 \cdot 10^{-3}$
$a_4$	$7,813 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$7,8 \cdot 10^{-4}$	$1,92 \cdot 10^{-4}$
$a_5$	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$2,46 \cdot 10^{-3}$	$2,46 \cdot 10^{-3}$
$a_6$	0,022526	$-4,316 \cdot 10^{-4}$	-0,035	$-3,453 \cdot 10^{-3}$
$a_7$	$2 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-4}$
$a_8$	$1,516 \cdot 10^{-3}$	$-1,036 \cdot 10^{-4}$	$9,16 \cdot 10^{-4}$	$-1,969 \cdot 10^{-4}$
$a_9$	$3,328 \cdot 10^{-5}$	$3,328 \cdot 10^{-5}$	$3,328 \cdot 10^{-5}$	$3,328 \cdot 10^{-5}$
$a_{10}$	$2,702 \cdot 10^{-6}$	$2,702 \cdot 10^{-6}$	$2,702 \cdot 10^{-6}$	$2,702 \cdot 10^{-6}$
$a_{11}$	-2,44	-2	-1,05	-1,02

Значения коэффициентов  $a_{1-10}$  и свободного члена  $a_{11}$  приведены в табл. 3.

Детали самолета, в том числе длинномерные профили, для которых требуется обработка кро-

мок, могут иметь поверхности различных форм и их сочетаний.

Рассмотрим обработку кромок радиальными щетками на РТК.

### Обработка кромки по наружному радиусу

Обработку кромки на РТК радиальными полимерно-абразивными щетками можно осуществлять двумя способами: с поворотом шпиндельной головки по требуемому радиусу по разработанной программе; без поворота шпиндельной головки. Операция выполняется в два этапа (рис. 12).

На первом этапе обрабатывают участок  $AB$  при одновременных горизонтальной и вертикальной подачах. При этом вертикальная подача  $S_B$  по формуле (5) и деформация  $\Delta Y$  щетки по формуле (6) определяют с учетом изменения угла  $\beta$ :

$$\beta = \beta_{yc} + \gamma. \quad (8)$$

Вертикальная подача на участке  $AB$  составит:

$$S_{BR} = S_B + (\Delta Y_R - \Delta Y_{yc}),$$

где  $\Delta Y_R$  — деформация щетки по формуле (6) при  $\beta$  по формуле (8) с текущим значением  $\gamma$ ;  $\Delta Y_{yc}$  — деформация щетки по формуле (6) при установочном значении  $\beta_{yc}$ .

На втором этапе обрабатывают участок  $BC$  после поворота шпиндельной головки на  $90^\circ$ . При этом вертикальную подачу  $S_B$  по формуле (5) и деформацию  $\Delta Y$  щетки по формуле (6) определяем с учетом изменения угла  $\beta$  по формуле (8).

Вертикальная подача на участке  $BC$  составит:

$$S_{BR} = S_B - (\Delta Y_R - \Delta Y_{yc}).$$

### Обработка кромки в овальном отверстии

При обработке овального отверстия необходимо избегать касания щеткой противоположной кромки. Для этого необходимо

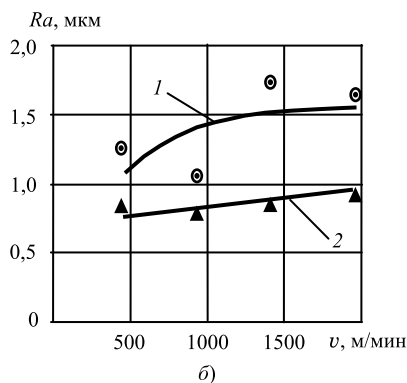
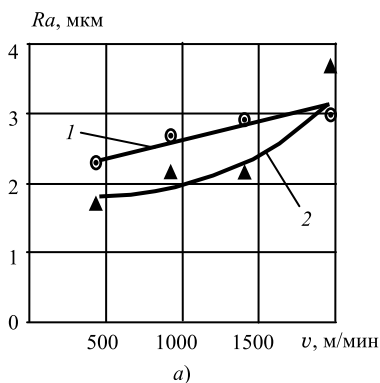


Рис. 9. Зависимости изменения параметра  $Ra$  от скорости  $v$  резания щетками ВВ-ZB Туре А Р50 при  $A = 0$  мм (1) и ВВ-ZB Туре С Р120 при  $A = -10$  мм (2) при  $\Delta Y = 3$  мм;  $\beta = 10^\circ$ :

$a$  — для В95пчТ2 при  $S = 400$  мм/мин;  $b$  — для ВТ-20 при  $S = 200$  мм/мин

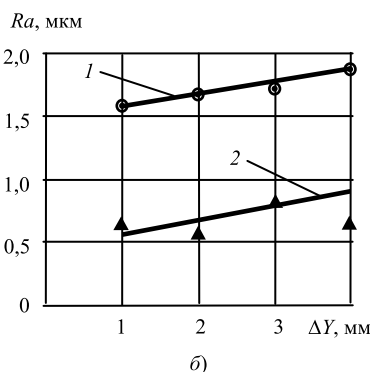
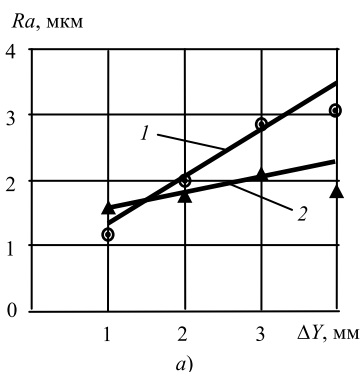


Рис. 10. Зависимости изменения параметра  $Ra$  от деформации  $\Delta Y$  щеток ВВ-ZB Туре А Р50 при  $A = 0$  мм (1) и ВВ-ZB Туре С Р120 при  $A = -10$  мм (2) при  $v = 1413,72$  м/мин;  $\beta = 10^\circ$ :

$a$  — для В95пчТ2 при  $S = 400$  мм/мин;  $b$  — для ВТ-20 при  $S = 200$  мм/мин

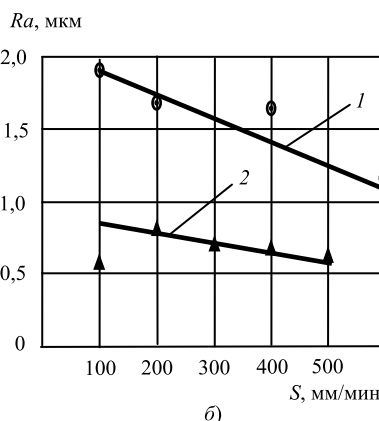
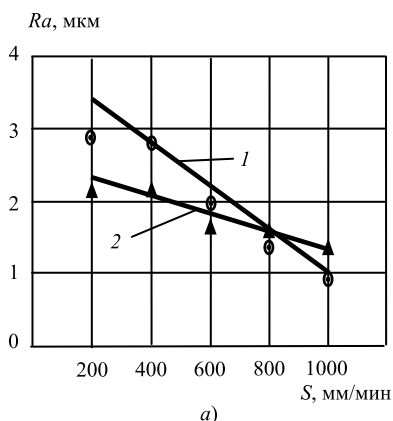


Рис. 11. Зависимости изменения  $\Delta Y Ra$  от подачи  $S$  щеток ВВ-ZB Туре А Р50 при  $A = 0$  мм (1) и ВВ-ZB Туре С Р120 при  $A = -10$  мм (2) при  $v = 1413,72$  м/мин;  $\Delta Y = 3$  мм;  $\beta = 10^\circ$ :

$a$  — для В95пчТ2;  $b$  — для ВТ-20

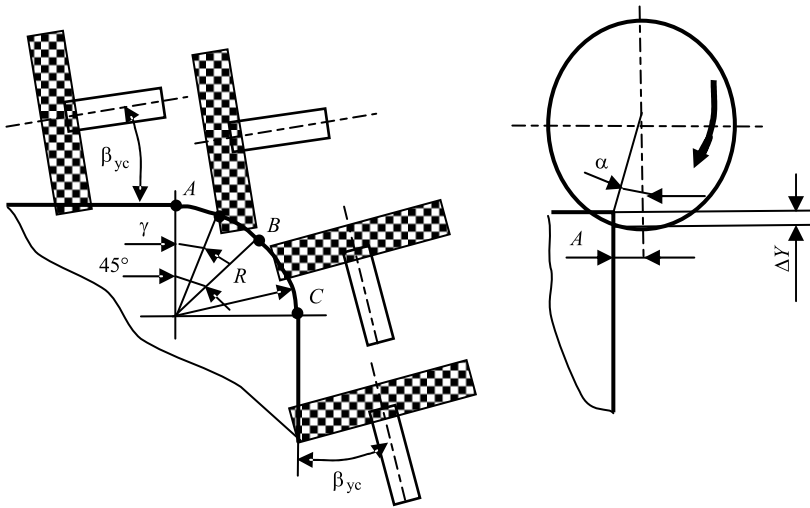


Рис. 12. Схема обработки кроки по радиусу

определить допустимую ширину  $B$  отверстия (рис. 13) при заданной деформации  $\Delta Y$  щетки, т. е. должно быть  $B \geq M$ :

$$M = \frac{L}{2} + A, \quad (9)$$

где

$$L = 2\sqrt{2\Delta Y R - \Delta Y^2};$$

$$A = R \sin \alpha; \quad (10)$$

$$\Delta Y = R - \sqrt{R^2 - 0,25L^2}.$$

Решая совместно уравнения (9) и (10), получим:

$$M = A + \sqrt{2\Delta Y R - \Delta Y^2}. \quad (11)$$

Из формулы (11) видно, что допустимая ширина овального отверстия зависит от деформации  $\Delta Y$  щетки и ее радиуса  $R$ . Если нельзя изменить радиус щетки, то следует изменить натяг по формуле

$$\Delta Y = R - \sqrt{R^2 - (M - A)^2}. \quad (12)$$

Обработка кромки по радиусу необходимо осуществлять поворотом шпиндельной головки (см. рис. 13) или обрабатывать способом, показанным на рис. 12.

### Обработка прямой кромки в пазу

Узкий паз (например  $B = 22$  мм) можно обрабатывать радиальной щеткой ВВ-ZB А Р50  $\varnothing 150$  мм (рис. 14). Для данного паза в соответствии с формулой (12) при  $\alpha = 0$  допустимая деформация  $\Delta Y$  щетки составит  $\Delta Y = 3,3$  мм, что вполне приемлемо.

Если принять  $\Delta Y = 2$  мм при обработке паза щеткой ВВ-ZB А Р50  $\varnothing 150$  мм, то согласно формуле (11) при  $\alpha = 0$  минимальная ширина паза (см. рис. 13) составит  $M = 17,26$  мм.

При обработке паза щеткой ВВ-ZB С Р120  $\varnothing 150$  мм согласно формуле (11) при  $\alpha = 10^\circ$  минимальная ширина паза составит  $M = 30,23$  мм.

При обработке щеткой RB-ZB С Р80  $\varnothing 75$  мм согласно формуле (11) при  $\alpha = 10^\circ$  минимальная ширина паза составит  $M = 18,6$  мм,

Значения коэффициентов в формуле (5) при обработке заготовок из В95ПчТ2 и ВТ20 разными щетками

Таблица 3

Коэффициент	В95ПчТ2		ВТ20	
	ВВ-ZB Тип А Р50	ВВ-ZB Тип С Р120	ВВ-ZB Тип А Р50	ВВ-ZB Тип С Р120
$a_1$	-0,15	-0,075	$9 \cdot 10^{-16}$	-0,0125
$a_2$	$-3 \cdot 10^{-7}$	$8 \cdot 10^{-7}$	$-4,5 \cdot 10^{-7}$	$1 \cdot 10^{-8}$
$a_3$	$-4,1 \cdot 10^{-7}$	$-5,5 \cdot 10^{-7}$	$6 \cdot 10^{-8}$	$9 \cdot 10^{-7}$
$a_4$	1,47	0,585	0,1	0,178
$a_5$	$1,3 \cdot 10^{-3}$	$-8 \cdot 10^{-4}$	$1,62 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-4}$
$a_6$	$-2,65 \cdot 10^{-3}$	$-6,5 \cdot 10^{-4}$	$-1,4 \cdot 10^{-3}$	$-1,6 \cdot 10^{-3}$
$a_7$	$1,5 \cdot 10^{-9}$	$1,5 \cdot 10^{-9}$	$1,5 \cdot 10^{-9}$	$1,5 \cdot 10^{-9}$
$a_8$	$-2,41 \cdot 10^{-9}$	$-2,41 \cdot 10^{-9}$	$-2,41 \cdot 10^{-9}$	$-2,41 \cdot 10^{-9}$
$a_9$	$5,8 \cdot 10^{-11}$	$5,8 \cdot 10^{-11}$	$5,8 \cdot 10^{-11}$	$5,8 \cdot 10^{-11}$
$a_{10}$	$1,5 \cdot 10^{-11}$	$1,5 \cdot 10^{-11}$	$1,5 \cdot 10^{-11}$	$1,5 \cdot 10^{-11}$
$a_{11}$	-0,29	0,95	0,31	0,36

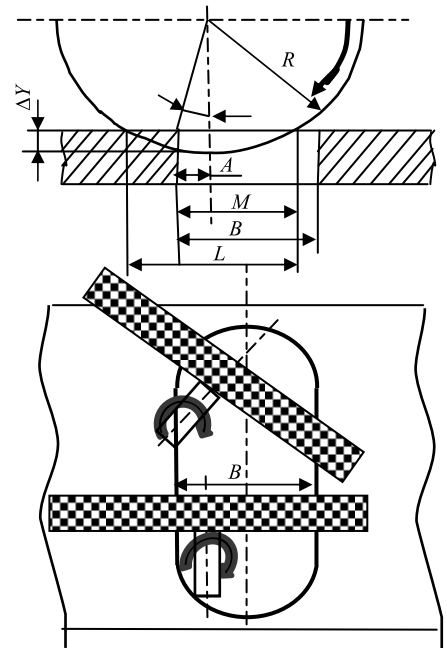


Рис. 13. Схема обработки кромки овального отверстия

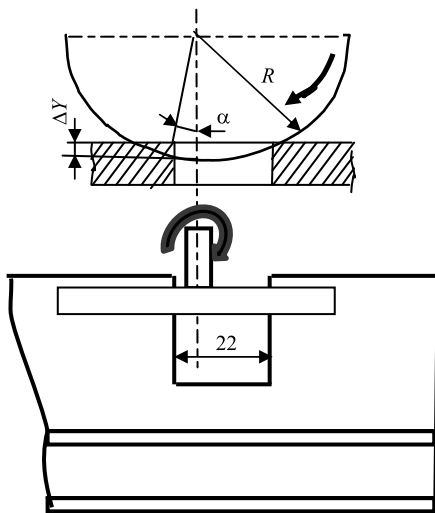


Рис. 14. Схема обработки узкого паза радиальной щеткой

и  $M = 14,14$  мм при обработке щеткой RB-ZB C P80 Ø50 мм.

#### Обработка кромок на прямолинейных наклонных участках

Обработку радиальной щеткой BB-ZB A P50 Ø150 мм наклонных поверхностей до  $\beta \leq 60^\circ$  рассмотрим на реальном примере (рис. 15). Прямолинейный участок CD обрабатываем при  $\beta = 27^\circ 30'$ ; деформация щетки при  $\alpha = 0$  должна составить  $\Delta Y \leq 1,5$  мм.

Кроме щеток, рассмотренных в настоящей статье, на РТК можно применять и других эластичные инструменты [1]:

1) инструменты из шлифовальных материалов и абразиво-содержащих полотен: конусы, трубки, колпачки, гильзы, диски (на липучке, на перфорации);

2) шлифовальные круги: обтянутые (войлочные, резиновые, па-

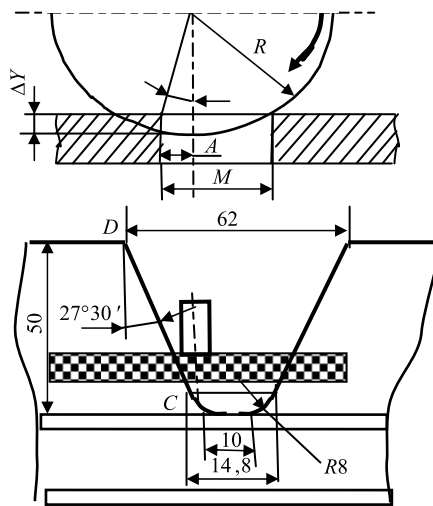


Рис. 15. Схема обработки наклонной поверхности радиальной щеткой

ралонные, воздушные баллоны) или покрытые слоем абразива (войлочные, резиновые, паралоновые, полиуритановые);

3) лепестковые круги: из шлифовальных материалов (с прорезьями, V-образные), из сизаля, нетканого материала, полимерно-абразивных полос;

4) абразивосодержащие круги из вспененного полиуритана и других синтетических материалов, на поропластовой связке, из нетканых материалов (с синтетическими или природными волокнами, с антипригарными и антистатическими добавками).

Таким образом, РТК можно успешно применять на финишных операциях при соответствующей балансировке инструмента. Полученные регрессионные уравнения для радиальных щеток позволяют эффективно управлять производительностью процесса и шероховатостью обработанной

кромки путем изменения параметров режимных обработки.

Для обеспечения требуемой точности позиционирования кромки разработана система определения оптимального положения щетки относительно обрабатываемой поверхности с использованием уравнения регрессии параметра точности от режимов обработки.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Абрашкевич Ю. Д., Мачишин Г. М. Эффективная эксплуатация полимерно-абразивной щетки // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2016. Вып. 73. С. 59–62.
2. Устинович Д. Ф., Прибыльский В. И., Мочайло А. Г. Эластичный полимерно-абразивный инструмент с дискретным режущим контуром // Машиностроение и техносфера XXI века: Сб. тр. 15-й Междунар. науч.-техн. конф., Севастополь. 2008. Донецк: ДонНТУ, 2008. Т. 3. С. 241–244.
3. Димов Ю. В. Обработка деталей эластичным инструментом: Справочник. Иркутск: ИрГТУ, 2013. 484 с.
4. Подашев Д. Б. Финишная обработка деталей эластичными полимерно-абразивными инструментами: Монография. Иркутск: ИРНТУ, 2018. 246 с.
5. Димов Ю. В., Подашев Д. Б. Силы, действующие на кромку детали, при обработке полимерно-абразивными щетками // Вестник машиностроения. 2016. № 11. С. 59–63.
6. Димов Ю. В., Подашев Д. Б. Силы резания при обработке кромок торцовыми щетками // Вестник ИрГТУ. Т. 21. 2017. № 12. С. 22–42.

### ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс 27841



С. А. ЗАЙДЕС, д-р техн. наук, Лэ Хонг Куанг (Иркутский национальный исследовательский технический университет), e-mail: zsa@istu.edu

## Оценка качества правки цилиндрических деталей поперечной обкаткой гладкими плитами

Рассмотрена правка маложестких цилиндрических деталей поперечной обкаткой гладкими плитами. Экспериментально определено влияние абсолютного обжатия на точность прямолинейности и диаметрально-го размера изделия, микроструктуру, твердость и глубину наклепа упрочненной детали.

**Ключевые слова:** правка, абсолютное обжатие, поперечная обкатка, точность, прямолинейность, круглость, наклеп, микроструктура, твердость.

The dressing of non-rigid cylindrical parts by transverse rolling by smooth plates is considered. The effect of absolute drafting on the accuracy of the straightness and diametrical size of the product, microstructure, hardness and hardening depth of the strengthened part is experimentally determined.

**Keywords:** dressing, absolute drafting, transverse rolling, accuracy, straightness, roundness, hardening, microstructure, hardness.

Развитие современной промышленности связано с использованием специального, а иногда и уникального технологического, измерительного, диагностического и другого оборудования. Во многих устройствах, механизмах и машинах, например, центробежных, циркуляционных и струйных насосах, транспортерах непрерывного и периодического действия, машинах и аппаратах для измельчения, смешивания и агломерации веществ и многих других используются цилиндрические детали [1–3]. Достаточно широко применяются маложесткие детали типа осей, валов, шпилек, длинных болтов и винтов, которые при механической обработке легко искривляются. Поэтому в технологиях их изготовления предусматриваются, как правило, несколько операций правки. Существующие технологии правки поперечным изгибом не эффективны, так как напряжения, образующиеся после правки, неравномерно распределяются в объеме тела и детали со временем вновь искривляются [4–7].

Для решения изложенных проблем авторами разработана новая кинематика правки, позволяющая снизить неравномерность напряженного состояния в деталях и повысить производительность процесса. Перспективной является правка поперечным изгибом при действии распределенной нагрузки с последующим упрочнением заготовки поверхностным пластическим деформированием (ППД),

основанным на поперечной обкатке заготовок гладкими плитами [8, 9]. Кинематика правки поперечной обкаткой гладкими плитами и режимы обработки изложены в работе [8]. Правка поперечной обкаткой гладкими плитами аналогична поперечно-клиновой прокатке [10–13] и является новым способом правки маложестких цилиндрических деталей. Поэтому состояние деталей в целом имеет важное значение для внедрения данного способа обработки в технологию изготовления и восстановления деталей машин. Геометрические и физико-механические свойства поверхностного слоя оказывают существенное влияние на качество деталей [14].

Для внедрения способа правки поперечной обкаткой гладкими плитами в технологию восстановления деталей необходимо оценить качество деталей после правки. Поэтому цель данной работы — определение показателей качества изделий после правки: погрешностей отклонения от круглости детали и отклонения от прямолинейности оси, микротвердости  $HV$ , микроструктуры обработанной поверхности.

### Методика выполнения экспериментов

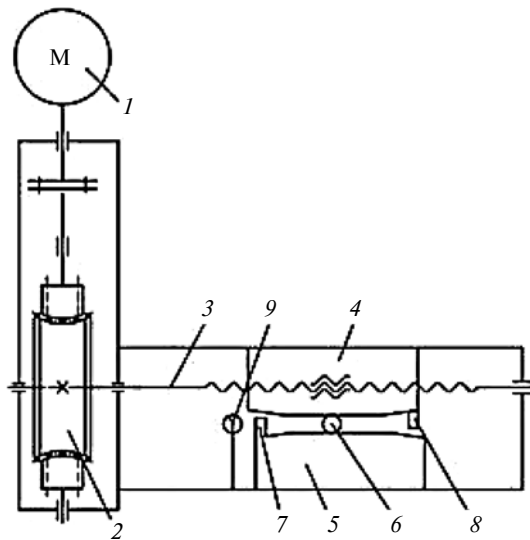
Для исследований использовали цилиндрические образцы из конструкционной углеродистой стали 45 диаметром 10 мм, длиной 200 мм с максимальным прогибом 0,5 мм. Основными параметрами экспериментов, влияющими на качество правки (отклонение оси от прямолинейности, глубина упрочнения поверхностного слоя), приняты коэффициент изгиба и абсолютное обжатие [8, 15]. Показателями качества изделий после правки выбрали погрешности отклонения от круглости детали и отклонения от прямолинейности оси, микротвердость  $HV$  и микроструктуру обработанной поверхности.

Правку осуществляли упругопластическим изгибом на величину общего прогиба в направлении, противоположном исходному прогибу. Зависимость между исходным ( $f_{исх}$ ) и общим ( $f_{общ}$ ) прогибом можно представить равенством

$$f_{общ} = \xi f_{исх},$$

где  $\xi$  — коэффициент изгиба.





**Рис. 1. Кинематическая схема правильно-обкатного станка:**  
 1 — электродвигатель; 2 — червячный редуктор; 3 — рабочий винт; 4 — подвижная плита; 5 — неподвижная плита; 6 — обрабатываемая деталь; 7 — упоры нижней плиты; 8 — выступ верхней плиты; 9 — индикатор

Из работ [8, 15] выбрали коэффициенты изгиба в пределах  $5,3 \div 5,5$  и абсолютное обжатие, которое составляло не более 0,4 мм.

Каждый образец после правки поперечным изгибом на правильно-обкатном станке обрабатывали с абсолютным обжатием  $\Delta H = 0,07; 0,10; 0,15; 0,20$  и 0,25 мм и подвергали обкатке гладкими плитами за четыре полных оборота перед выходом из зоны обработки.

Схема правильно-обкатного станка приведена на рис. 1. Вращение от вала электродвигателя 1 передается через червячный редуктор 2 на рабочий винт 3. Вращение винта 3, проходящего через резьбовое отверстие в подвижной плите 4, преобразуется в поступательное движение плиты. Плита 4 перемещается влево на величину общего прогиба, измеряемого индикатором 9 (реализуется перегиб заготовки, необходимый для ее выправления). Затем плита 4 перемещается вправо (разгрузка), заготовка принимает прямолинейную форму. При дальнейшем перемещении плиты 4 вправо реализуется поперечная обкатка детали 6. Абсолютное обжатие изменяется подъемом вверх или опусканием вниз неподвижной плиты 5. Обратное движение подвижной плиты 4 осуществляется реверсированием вращения электродвигателя 1.

Отклонения от круглости деталей и отклонения оси от прямолинейности измеряли на портальной координатно-измерительной машине (КИМ) CONTURA G2 с ценой деления 1 мкм. Точность диаметрального размера деталей измеряли микрометром с точностью 0,01 мм. Для определения

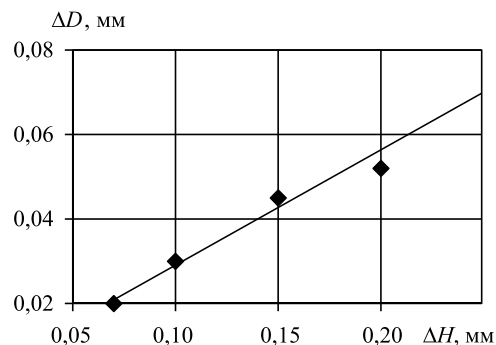
микроструктуры деталей использовали микроскоп МЕТ-2. Микротвердость поверхности детали измеряли на микротвердомере ПМТ-3.

### Результаты экспериментальных исследований

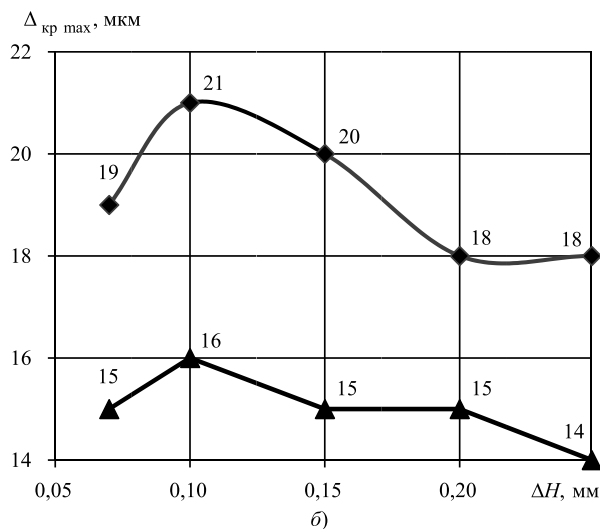
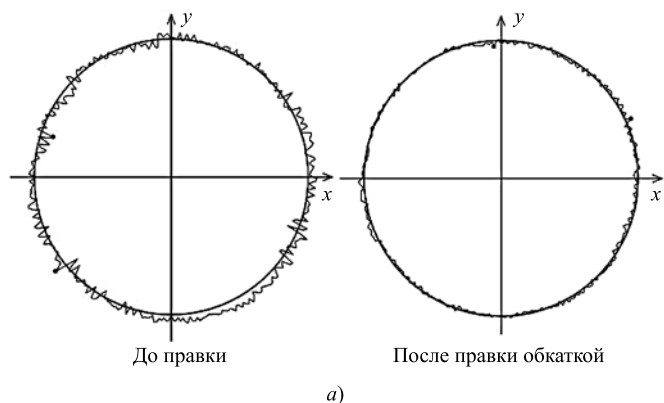
Поверхностное пластическое деформирование обкаткой гладкими плитами приводит к небольшому изменению диаметрального размера заготовки. Изменение  $\Delta D$  диаметра цилиндрических образцов зависит от абсолютного обжатия  $\Delta H$  (рис. 2) и составляет  $26 \div 30$  % от его величины. Это объясняется упругой деформацией заготовки и деформацией самого устройства. При увеличении обжатия изменение  $\Delta D$  диаметра деталей повышается почти по линейному закону. В связи с изменением диаметрального размера для повышения точности деталей необходимо правильно выбрать абсолютное обжатие. Зависимость изменения диаметра  $\Delta D$  цилиндрических образцов от абсолютного обжатия  $\Delta H$  можно рассчитать по формуле  $y = 0,2732x + 0,0017$ .

При радиальном сжатии цилиндрической заготовки искажается форма поперечного сечения, но при дальнейшем вращении заготовки под нагрузкой происходит выравнивание контура по сечению. Результаты измерения на устройстве КИМ CONTURA G2 представлены на рис. 3, а в виде профилограмм поперечных сечений цилиндра и отклонений от круглости до и после правки поперечной обкаткой. Даже визуально видно улучшение круглости детали после поперечной обкатки гладкими плитами. На рис. 3, б показано максимальное отклонение от круглости ( $\Delta_{кр \max}$ ) образцов до и после правки. Исходное отклонение партии деталей составило  $18 \div 21$  мкм (точки), что соответствует 10-й степени точности. После правки поперечной обкаткой точность формы деталей повышается на одну степень.

Основным показателем качества правки является отклонение от прямолинейности оси заготовки. На рис. 4 показано максимальное отклонение



**Рис. 2. Зависимость изменения  $\Delta D$  диаметра от абсолютного обжатия  $\Delta H$**



**Рис. 3. Результаты измерений отклонения  $\Delta_{кр\ max}$  от круглости:**  
 а — профилограммы поперечных сечений; б — зависимости  $\Delta_{кр\ max}$  от  $\Delta H$  до (♦) и после (▲) правки

оси образцов от прямолинейности ( $\Delta_{пр\ max}$ ) после правки изгибом и поперечной обкаткой. Экспериментальные данные показали, что после правки изгибом максимальные остаточные прогибы составляли  $18 \div 21$  мкм. После последующей обкатки гладкими плитами максимальный остаточный прогиб составил около 4 мкм при  $\Delta H = 0,25$  мм. При увеличении абсолютного обжата остаточные прогибы уменьшались.

Чтобы увидеть действительную структуру контролируемого изделия, необходимо правильно выбрать место вырезки образца. Образцы вырезали из наиболее характерных зон на металлографическом отрезном станке модели Р100А с автоматическим режимом обработки. Для исследования металлических изделий с неоднородной по сечению структурой использовали поперечный и продольный шлифы, плоскость которых была соответственно перпендикулярна и параллельна продольной оси изделия. Шлифы готовили с использованием абразивных материалов за несколько последовательных этапов: подготовка плоской поверхности, шлифование и полирование, травление.

Образцы фиксировали с помощью кольца на автоматическом прессе Полилаб С50А с использованием смолы Aka-Resin Acrylic, затем шлифовали и полировали наждачной бумагой разной зернистости до зеркального блеска на шлифовально-полировальном станке Полилаб П12М с непрерывным охлаждением водой. Химическое травление осуществляли в 5 %-м растворе азотной кислоты в

Таблица 1

Микроструктура образца после правки поперечной обкаткой

Сечение	Осевая зона	Поверхностная зона
Поперечное		
Продольное		

этиловом спирте. На полученных шлифах сначала определяли микроструктуру, а затем микротвердость поверхностного слоя.

Микроструктуру изучали на микроскопе МЕТ-2, позволяющем визуально наблюдать и фотографировать структуру металлов с увеличением от 100 до 1000 раз. Исследовали микроструктуру в осевой зоне (сердцевине) и в поверхностном слое цилиндра (табл. 1).

Структура сердцевины содержит зерна феррита размером  $20 \div 60$  мкм и зерна перлита размером  $30 \div 80$  мкм, в поверхностном слое, который непосредственно подвергается деформированию, наблюдается более мелкозернистая структура с зернами феррита размером  $10 \div 40$  мкм и зернами перлита размером  $15 \div 45$  мкм. Микроструктура в поверхностной зоне характеризуется преобладанием зерен, сжатых в радиальном направлении и вытянутых в осевом направлении. Измельчение структуры является следствием дробления зерен металла. В табл. 2 приведены среднеарифметические размеры двадцати зерен для каждого образца в каждой зоне. Результаты показывают, что увеличение абсолютного обжатия вызывает более эффективное деформирование и дробление зерен. Уменьшение размеров зерен перлита и феррита в поверхностном слое способствует повышению прочности деталей.

Распределение микротвердости в радиальном направлении определяли ее измерением по Виккерсу на микротвердомере ПМТ-3 при нагрузке 200 г и выдержке 10 с. Микротвердость всех образцов измеряли с шагом 100 мкм от периферии к центру. Распределение микротвердости в радиальном направлении показано на рис. 5, из которого видно, что максимального значения микротвердость достигает на поверхности и уменьшается при переходе к сердцевине. Для каждого значения обжатия, начиная с некоторой толщины, микротвердость практически не изменяется, достигая минимального значения — исходной микротвердости заготовки.

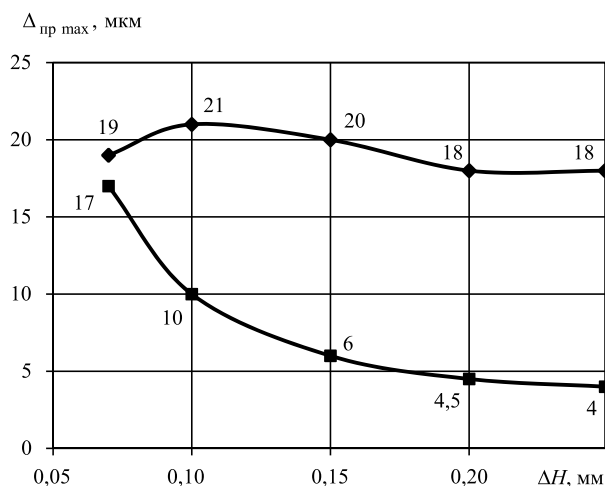


Рис. 4. Зависимости отклонения  $\Delta_{пр max}$  от прямолинейности от абсолютного обжатия  $\Delta H$  до (♦) и после (■) правки

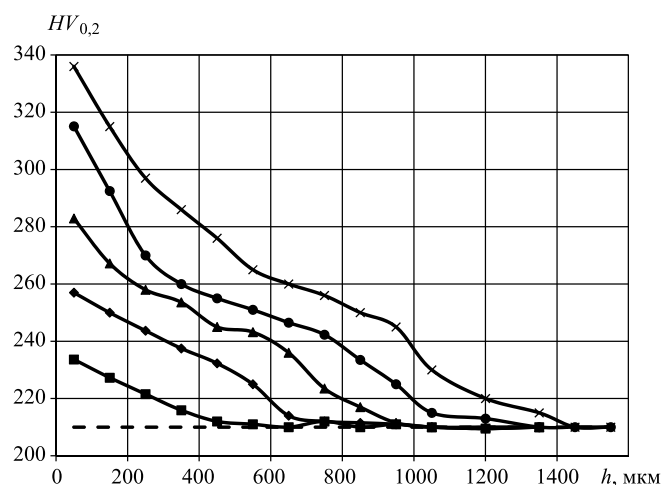


Рис. 5. Распределение микротвердости  $HV$  поверхностного слоя в зависимости от абсолютного обжатия до правки (---) и при  $\Delta H = 0,07$  (■);  $0,10$  (♦);  $0,15$  (▲);  $0,20$  (●) и  $0,25$  мм (×)

Таблица 2  
Размеры зерен в зависимости от абсолютного обжатия

Абсолютное обжатие $\Delta H$ , мм	Размер зерна, мкм	
	вдоль оси	поперёк оси
0,07	25,7/37,1	17,1/45,7
0,10	22,9/36,9	16,7/48,3
0,15	23,3/35,8	15,4/47,4
0,20	24,5/36,6	14,9/46,9
0,25	23,7/35,5	14,1/45,8

Примечание. В числителе приведен размер зерна на поверхности, в знаменателе — в сердцевине образца.

мальное значение — исходной микротвердости заготовки.

Микротвердость определяли, как и по Виккерсу ( $HV$ ), делением нагрузки  $P$  на площадь отпечатка с диагональю  $d$  пирамиды:

$$H_{\mu} = \frac{P}{F_{отп}} = 2 \frac{P}{d^2} \sin \frac{\alpha}{2} = 1,854 \frac{P}{d^2},$$

где  $P$  — нагрузка на индентор;  $\alpha$  — угол при вершине алмазной пирамиды.

С увеличением абсолютного обжатия максимальная микротвердость на поверхности повышается. Наибольшее упрочнение достигается при  $\Delta H = 0,25$  мм. При этом микротвердость повышается на 59 % по сравнению с исходной. Из рис. 5 можно определить также глубину наклепа, которая

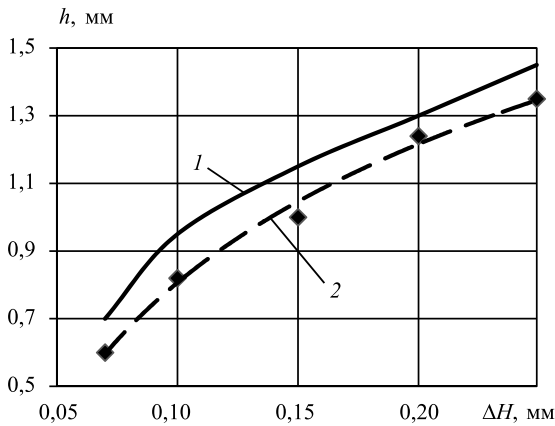


Рис. 6. Зависимости глубины  $h$  наклепа от абсолютного обжатия  $\Delta H$ , полученные расчетом (1) и экспериментально (2)

при данных условиях нагружения изменяется от 0,6 до 1,35 мм.

По результатам конечно-элементного моделирования в работе [16] с помощью программы Ansys Workbench определили глубину  $h$  пластически деформированного слоя детали, зависимость которой от  $\Delta H$  приведена на рис. 6. Глубину наклепа деталей определяли с помощью программы Ansys и измерением микротвердости по поперечному сечению упрочненных деталей.

С увеличением абсолютного обжатия глубина наклепа увеличивается. Экспериментально измеренная глубина наклепа деталей была на 7÷15 % меньше, полученной расчетом по компьютерной программе. Это можно объяснить тем, что зона заметного увеличения микротвердости материала всегда меньше зоны пластической деформации. Поэтому глубину упрочненного слоя, определенную расчетом, необходимо уменьшать на 7÷15 %, чтобы получить более корректный результат.

#### Заключение

Экспериментальная оценка качества деталей после правки поперечной обкаткой гладкими плитами показала следующие благоприятные изменения: уменьшение максимального прогиба до 4 мкм; уменьшение максимального отклонения от круглости; повышение на 20÷50 % микротвердости поверхностного слоя; образование мелкозернистой структуры; повышение на одну степень точности обработанной детали по размерам и форме.

Полученные результаты позволяют утверждать, что для выправления маложестких цилиндрических деталей типа валов и осей целесообразно использовать предлагаемый метод правки поперечной обкаткой гладкими плитами, обеспечивающий высокое качество деталей.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Технология** конструкционных материалов: Учебник для машиностроительных специальностей вузов / А. М. Дальский, И. А. Арутюнова, Т. М. Барсукова и др.; Под общ. ред. А. М. Дальского. М.: Машиностроение, 1985. 448 с.
2. **Справочник** технолога-машиностроителя. В 2 т. Т. 1 / В. И. Аверченков, А. В. Аверченков, Б. М. Базров и др.; Под ред. А. С. Васильева, А. А. Кутина. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Инновационное машиностроение, 2018. 756 с.
3. **Технологические** основы управления качеством машин / А. С. Васильев, А. М. Дальский, С. А. Клименко и др. М.: Машиностроение, 2003. 255 с.
4. **Батищев А. Н., Голубев И. Г., Лялякин В. П.** Восстановление деталей сельскохозяйственной техники. М.: Информатрех, 1995. 295 с.
5. **Повышение** точности ориентации валов с дефектами поверхности при их правке на прессах / И. И. Манило, С. Г. Тютрин, А. А. Городских и др. // Материалы первой междунар. науч.-практ. конф. «Инновации и исследования в транспортном комплексе». Курган: Российская транспортная академия, 2013. С. 86, 87.
6. **Мураткин Г. В., Катова И. В.** Математическая модель процесса правки деталей методом поверхностного пластического деформирования с предварительным изгибом заготовки // Обработка металлов давлением. 2004. № 6. С. 27—31.
7. **Романова О. Г., Драчев А. О.** Расчет технологических режимов при холодной правке валов изгибом // ИЗВЕСТИЯ ВолгГТУ. 2008. Т. 4. № 9 (47). С. 99—102.
8. **Зайдес С. А., Лэ Хонг Куанг.** Аналитический расчет основных параметров процесса правки маложестких цилиндрических деталей поперечной обкаткой плоскими плитами // Вестник ИрГТУ. 2018. Т. 22. № 3. С. 24—34.
9. **Zaides S. A., Fam Dak Fong.** Roughness of Cylindrical Parts in Transverse Burnishing by Flat Plates // Russian Engineering Research. 2018. V. 38. N. 12. P. 921—925.
10. **Кожевникова Г. В.** Теория и практика поперечно-клиновой прокатки. Минск: Беларус. наука, 2010. 291 с.
11. **Шукин В. Я.** Основы поперечно-клиновой прокатки / Под ред. А. В. Степаненко. Минск: Наука и техника, 1986. 223 с.
12. **Тетерин П. К.** Теория периодической прокатки. М.: Металлургия, 1978. 256 с.
13. **Клушин В. А., Рудович А. О.** Технология и оборудование поперечно-клиновой прокатки. Минск: ФТИ НАН Беларуси, 2010. 300 с.
14. **Суслов А. Г., Дальский А. М.** Научные основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 2002. 684 с.
15. **Зайдес С. А., Лэ Хонг Куанг.** Оценка напряженного состояния цилиндрических деталей при поперечной правке // Технология металлов. 2019. № 2. С. 23—28.
16. **Зайдес С. А., Лэ Хонг Куанг.** Определение зоны пластической деформации маложестких цилиндрических деталей при поперечной обкатке плоскими плитами // Труды междунар. науч.-практ. заочной конф. «Инновационные технологии в металлообработке». Ульяновск: Изд-во УГТУ, 2018. С. 11—16.

М. В. ЦВЕТКОВ, А. А. НИКИТИН, канд. техн. наук (Сибирский федеральный университет, Политехнический институт), e-mail: cvetkoffmax@mail.ru

## Применение сверхвысокомолекулярного полиэтилена в гидроприводе

Предложено применение сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ) для изготовления различных деталей, в частности манжет для гидропривода. Рассматриваются свойства и преимущества СВМПЭ по сравнению с другими полиэтиленовыми материалами.

**Ключевые слова:** сверхвысокомолекулярный полиэтилен, гидронасос, гидромотор, гидрораспределитель, гидравлическое масло, низкая температура.

The use of ultra-high molecular weight polyethylene (UHMW PE) for the manufacture of various parts, in particular cuffs for hydraulic drives, is proposed. The properties and advantages of UHMW PE in comparison with other polyethylene materials are considered.

**Keywords:** ultra-high molecular weight polyethylene, hydraulic pump, hydraulic motor, hydraulic control valve, hydraulic oil, low temperature.

Сверхвысокомолекулярный полиэтилен (СВМПЭ) марок PE1000/PE500 (1000/500 — молярная масса, г/моль) с очень высокой степенью полимеризации и специальными добавками производства фирмы INKULEN («Пластмасс Групп Сибирь») — обладает уникальными специфическими свойствами: имеет исключительно высокие прочностные характеристики, повышенную ударо- и износостойкость, очень низкий коэффициент трения, высокую морозоустойчивость и другие не менее уникальные физико-механические свойства. СВМПЭ в отличие от стандартных полиэтиленов является хорошим конструкционным материалом по сравнению с такими полимерами, как ПЭНД, ПВХ, ПТЭФ, ПП и сталь 40Х (рис. 1).

Преимущества сверхвысокомолекулярного полиэтилена: чрезвычайно высокая износостойкость; высокая ударная вязкость даже при низких температурах; высокие деформационные характеристики; большая химическая стойкость к таким средам, как кислоты, щелочи, соли и агрессивные газы; небольшая плотность по сравнению с другими термопластами ( $< 1 \text{ г/см}^3$ ); очень низкий коэффициент трения скольжения; низкая адгезия; очень низкое водопоглощение; умеренные механические прочность, жесткость и предел ползучести; очень хорошие электроизоляционные и диэлектрические

свойства; отличная обрабатываемость; хорошая свариваемость (только PE500); физиологически инертен; хорошая устойчивость к высокой радиации (гамма- и рентгеновские лучи). СВМПЭ имеют высокую прочность и ударную вязкость в диапазоне температур  $-200 \div +100 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Приведенные свойства СВМПЭ позволяют широко использовать его для изготовления деталей, подвергающихся большой интенсивности изнашивания, например, зубчатые колеса, втулки, направляющие, отбойники и пр. В химической промышленности СВМПЭ используют для футеровки поверхностей емкостей и труб для транспортировки абразивных и агрессивных материалов; в добывающей промышленности — для облицовки ковшей, кузовов, скатов, транспортных лент, валов и др.

Вследствие высокой молекулярной массы ( $1,5 \div 11,5 \text{ млн а. е. м}$ ), СВМПЭ применяют вместо низкомолекулярных полиэтиленов, если они не удовлетворяют необходимым требованиям. Кроме того, сочетание свойств СВМПЭ позволяет отнести его к классу технических пластмасс и на отечественном рынке обуславливает особые области его применения. СВМПЭ используют там, где обычные марки ПЭНД и других полимеров не выдерживают жестких условий эксплуатации. В машиностроении СВМПЭ используют при изготовлении

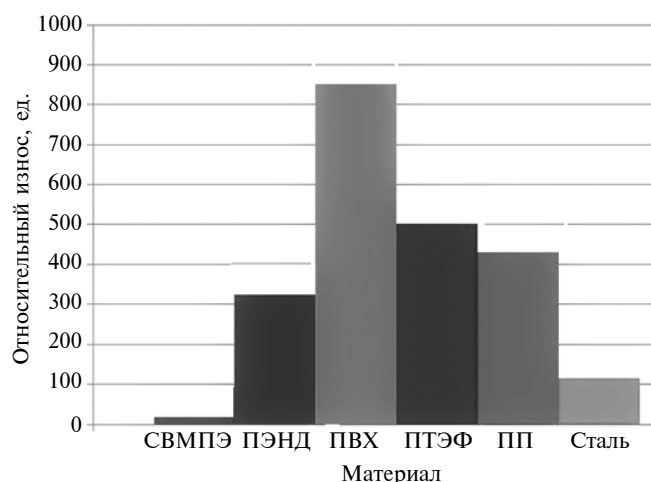


Рис. 1. Относительный износ разных материалов:

СВМПЭ — сверхвысокомолекулярный полиэтилен; ПЭНД — полиэтилен низкого давления; ПВХ — поливинилхлорид; ПТЭФ — Полиэтилентерефталат; ПП — полипропилен

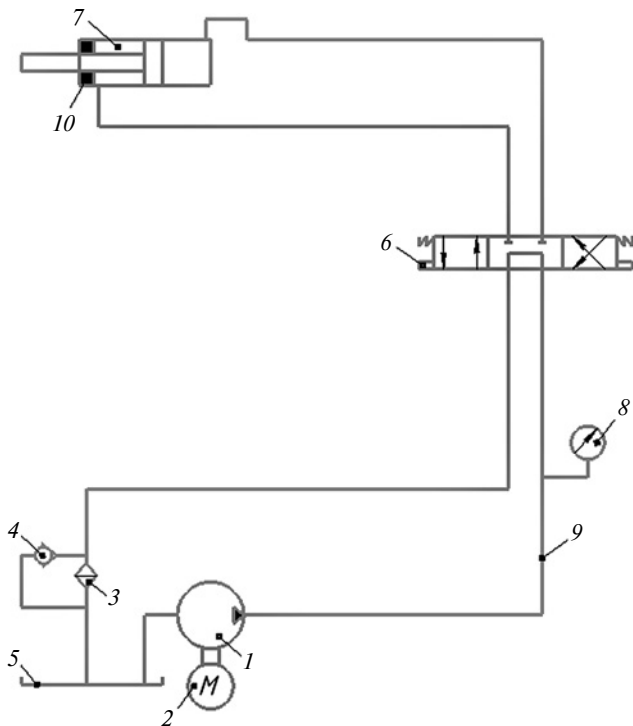


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

деталей бумагокартоноделательных машин, гонков ткацких станков, лент для металлорежущих станков, направляющих станков, оборудования для горнорудной промышленности и керамических производств, в авиа- и вагоностроении, в сельскохозяйственном машиностроении для производства прокладок, уплотнителей, роликов, валиков, вкладышей, втулок, муфт, блоков, винтов, подшипников, зубчатых колес и др.

В гидроцилиндрах СВМПЭ используют для манжет, так как он имеет достаточно высокий модуль упругости при изгибе ( $\approx 1$  ГПа) и разрушающее растягивающее или изгибающее напряжение ( $20 \div 40$  МПа), уступая по разрушающим напряжениям высоколегированным малоуглеродистым высокочистым сталям в  $50\text{--}100$  раз, а по модулю упругости — в  $200$  раз. Например, для инструментальной стали Н11 после низкотемпературной термомеханической обработки или аусформинга напряжение разрушения  $\sigma_b \approx 2500$  МПа ( $250$  кгс/мм<sup>2</sup>) и предел текучести  $\sigma_{0,2} \approx 1800 \div 2300$  Н/мм<sup>2</sup> ( $180 \div 230$  кгс/мм<sup>2</sup>). Однако вследствие низкой плотности, в  $8\text{--}8,5$  раз меньшей плотности сталей, и высокой усталостной прочности (выносливости), изделия из СВМПЭ могут конкурировать по показателю прочность/собственная масса с изделиями из низкопрочных конструкционных сталей и даже превосходить их.

По износостойкости при допустимых температурах эксплуатации и некоторых абразивных средах СВМПЭ превосходят тефлоны и даже углеродистые стали: коэффициент трения по стали  $\approx 0,1$ ; коэффициент ударной вязкости  $170$  кДж/м<sup>2</sup> (с надрезом до  $80$  кДж/м<sup>2</sup>); рабочие температуры от  $-150$  °С или  $-260$  °С (по другим данным от  $-80$  °С) до  $+80 \div 90$  °С.

Использование манжет из полиэтилена в гидроцилиндрах исключает основные поломки в зимний период и, следовательно, повышает надежность и долговечность как гидроцилиндров, так и элементов гидропривода — рабочей жидкости, насосов, гидромоторов, распределителей, фильтров. Также СВМПЭ можно использовать в фильтрах вместо стандартных резиновых манжет, так как  $20\%$  поломок происходят в результате утечек масла из-под манжет при низких температурах.

Для проверки возможности установки СВМПЭ в гидроцилиндрах, спроектировали установку, схема которой приведена на рис. 2. Установка работает следующим образом. Насос 1 с нерегулируемой подачей всасывает рабочую жидкость из резервуара и подает ее в гидравлическую систему 9. Работает гидронасос от двигателя 2. Распределитель 6 с ручным управлением находится в нейтральном положении, которое удерживается двумя пружинами (центрирующие пружины). Рабочая жидкость циркулирует из насоса 1 в бак 5 почти без напора.

При включении распределителя 6 (левое положение, обозначено параллельными стрелками) рабочая жидкость поступает в поршневую полость гидроцилиндра. Шток поршня выдвигается со скоростью, которая зависит от подачи насоса и площади поршня гидроцилиндра.

Усилие, возникающее на штоке поршня, зависит от площади поршня и максимального давления в гидросистеме, которое определяется преодолеваемым сопротивлением потребителя и измеряется манометром 8. Рабочая жидкость очищается фильтром 3. Для предохранения гидросистемы от повышения давления предназначен обратный клапан 4. Манжеты 10, установленные в гидроцилиндре 7, выполнены из СВМПЭ.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Свешников В. К. Гидрооборудование: Международный справочник. Кн. 2. Гидроаппаратура: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. М.: ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ», 2002. 508 с.
2. Сверхвысокомолекулярный полиэтилен высокой плотности / И. Н. Андреева, Е. В. Веселовская, Е. И. Наливайко и др. Л.: Химия, 1982. 80 с.

А. М. АДАСКИН, А. К. КИРИЛЛОВ, кандидаты технических наук, А. А. КУТИН, д-р техн. наук (ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН», Москва), e-mail: akkirillov@yandex.ru

## Улучшение обрабатываемости резанием жаропрочного сплава на основе хрома

Разработана технология термической обработки жаропрочного сплава на основе хрома, снижающая его твердость. Установлено влияние твердости на интенсивность изнашивания режущего инструмента из твердого сплава при точении.

**Ключевые слова:** жаропрочный сплав, точение, твердость, интенсивность изнашивания.

The technology of heat treatment of a heat-resistant alloy based on chromium is developed, which reduces its hardness. The influence of hardness on the wear rate of a carbide cutting tool during turning is determined.

**Keywords:** heat-resistant alloy, turning, hardness, wear rate.

Одной из основных тенденций развития машиностроения является использование конструкционных материалов, имеющих высокие эксплуатационные свойства, — это жаропрочные сплавы на основе тугоплавких металлов, предназначенные для изготовления деталей авиационной и космической техники, энергетического машиностроения.

Одной из основных формообразующих операций для большинства деталей является обработка резанием. Несмотря на пониженную обрабатываемость резанием жаропрочных сплавов, особенно на основе тугоплавких металлов, они сохраняют высокие механические свойства не только до рабочих, но и до технологических температур. Для жаропрочных сплавов характерны низкие теплопроводность и температуропроводность, что затрудняет отвод тепла из зоны резания в стружку и обрабатываемую заготовку, повышает температуру инструмента. Это приводит к ускоренному изнашиванию инструмента в результате разупрочнения его материала [1].

Особый интерес представляют жаропрочные сплавы на основе хрома — единственного тугоплавкого металла, наряду с жаропрочностью обладающего и жаростойкостью. Уникальное сочетание этих свойств имеют и сплавы на основе хрома. Актуальность темы подтверждают работы по обработке резанием сплава Х65НВФТ [2—5], в которых отмечается его пониженная обрабатываемость ре-

занием. Связано это с достаточно высокой твердостью сплава ( $34 \div 37$  HRC), при этом удовлетворительная стойкость обеспечивается применением дорогостоящего инструмента из твердых сплавов высокой теплостойкости, содержащих рений. Поэтому улучшение обрабатываемости жаропрочного сплава на основе хрома является актуальной задачей.

Цель настоящего исследования — повышение обрабатываемости резанием жаропрочного сплава Х65НВФТ (ТУ1850-540-56897835—2012; состав, % масс.: основа Cr; 32 Ni; 1,5 W; 0,1÷0,4 V; до 0,25 Ti).

Обрабатываемость резанием оценивали по следующим критериям: интенсивности изнашивания инструмента, мкм/мин; стойкости, мин, до регламентируемого износа инструмента по задней поверхности  $h_3 = 0,45 \div 0,5$  мм; качеству (шероховатости) обработанной поверхности; силе резания.

Исследования проводили при продольном точении заготовок на универсальном токарном станке 16К20 с тиристорным приводом, обеспечивающим бесступенчатое регулирование частоты вращения шпинделя станка и поддержание таким образом заданной скорости резания.

Режимы резания: скорость резания варьировали в диапазоне  $v = 20 \div 40$  м/мин при постоянных глубине резания ( $t = 1,0$  мм) и подаче ( $S = 0,15$  мм/об). На каждом режиме проводили по пять-шесть экспериментов.

Использовали резцы, оснащенные сменными многогранными пластинами (СМП) квадратной формы  $12,7 \times 12,7 \times 4,75$  мм (SNUN — ISO 03111 0363; ГОСТ 19042—80); геометрические параметров режущей части:  $\gamma = -8^\circ$ ;  $\alpha_3 = 6^\circ$ ;  $\varphi = \varphi_1 = 45^\circ$ ;  $\lambda = 0$ ;  $r = 0,8$  мм;  $\rho = 1,5$  мкм. Материал СМП — мелкозернистый твердый сплав ВК10-ОМ, рекомендуемый для обработки коррозионно-стойких и жаропрочных сплавов (ISO S10-S20).

Износ  $h_3$  измеряли на инструментальном микроскопе МБС-10 (ТУ 3-3.1911—86). Силу резания оценивали с помощью универсального динамометра УДМ-600. Шероховатость поверхности определяли на профилографе-профилометре модели Hand-held Roughness Tester TR 200 (Япония). Измеряли шероховатость обработанной поверхности

без снятия заготовки со станка, при этом юстировку прибора осуществляли по эталонам шероховатости. Твердость определяли методами Роквелла (*HRC*) на приборе TP, микротвердость — на микротвердомере Duramin-2 фирмы Shimadzu (Япония). Твердость оценивали, как среднее по пяти измерениям; относительная ошибка среднего значения с достоверностью 95 % не превышала 10 %. Структуру изучали на оптическом микроскопе Axio Observer D1M с программным обеспечением Txiomet Pro.

Производительность обработки резанием конструкционного материала зависит, прежде всего, от его механических свойств. Важное значение имеют теплофизические свойства материала, которые зависят в основном от химического состава и электронного строения материала. Для материала, механические свойства которого зависят от режимов термической обработки, изменение тепло- и температуропроводности малозначимо, в справочниках эти свойства материала не обсуждаются [6].

Одним из основных свойств, определяющих обрабатываемость резанием конструкционного материала, является его твердость. В технической литературе по теории резания приведены зависимости скорости резания и силы резания от твердости:

$$v = C/HB^{0,56} [7]; \quad v_{60} = C/HB^{1,63} \cdot R^{1,01} [8];$$

$$P_i = C \cdot HB^n [9],$$

где  $C$  — константа материала;  $v$  — допустимая скорость резания;  $v_{60}$  — скорость резания при стойкости инструмента 60 мин;  $P$  — сила резания;  $i$  — определяет составляющую силы резания —  $P_z$ ,  $P_y$  или  $P_x$ ;  $n$  — зависит от направления составляющей силы резания ( $P_z$ ,  $P_y$ ,  $P_x$ );  $R$  — относительное сужение образцов из сплава X65HBFТ при испытаниях на растяжение;  $HB$  — твердость обрабатываемого материала.

Таким образом, снижение твердости материала позволяет увеличить допустимую скорость резания и уменьшить силу резания. Снижение твердости сплава X65HBFТ является целью настоящего исследования.

Сплав имеет двухфазную структуру:  $\alpha$ -фаза — твердый раствор никеля в хrome, решетка ОЦК;  $\gamma$ -фаза — твердый раствор хрома в никеле, решетка ГЦК; твердость  $\alpha$ -фазы больше твердости  $\gamma$ -фазы.

По существующей технологии [ТУ1850-540-56897835—2012. Прутки, прессованные из сплава X65HBFТ (BX4)] прутки из сплава после горячей пластической деформации подвергали изотермической выдержке при температуре 900 °С в течение 16 ч (режим 1). При этом образуется мелкозернистая структура с повышенной твердостью обеих фаз:  $\alpha$ -фаза ( $580 \pm 40 HV$ ) и  $\gamma$ -фаза ( $430 \pm 30 HV$ ), но такая термическая обработка не обеспечивает макси-

мального объемного содержания «мягкой»  $\gamma$ -фазы; твердость сплава составляет  $35 \div 37 HRC$ .

В соответствии с законом Петча — Холла прочность сплава тем выше, чем мельче зерно [10]:  $\sigma_B = \sigma_0 D^{-1/2}$ , где  $\sigma_B$  — предел прочности;  $\sigma_0$  — константа материала;  $D$  — средний размер зерна. При твердости до  $\sim 450 HB$  ( $46 \div 48 HRC$ ) между твердостью и пределом прочности существует линейная зависимость [6]. Снижение твердости сплава достигается увеличением размера зерна и обеспечением максимального объемного содержания  $\gamma$ -фазы в структуре.

Для этого после изотермической выдержки при температуре 900 °С в течение 16 ч проводили отжиг при температуре  $1280 \div 1300$  °С и последующую закалку для укрупнения зерна и закалку от  $900 \div 950$  °С (режим 2). Отжиг приводит к заметному снижению твердости обеих фаз:  $\alpha$ -фазы до  $500 \pm 25 HV$  и  $\gamma$ -фазы до  $380 \pm 30 HV$ , а последующая закалка обеспечивает максимальное количество «мягкой»  $\gamma$ -фазы в структуре. Твердость сплава после такой обработки снижается с  $35 \div 37$  до  $28 \div 30 HRC$ , т. е. на  $15 \div 20$  % (табл. 1).

Результаты стойкостных испытаний (табл. 2) показали, что снижение твердости (см. табл. 1) привело к снижению интенсивности изнашивания и повышению стойкости СМП. Критерий стойкости  $v_{20}$  — скорость резания при 20-минутной стойкости инструмента, принятая для труднообрабатываемых материалов, повысился с 26 до 32 м/мин, т. е. на  $\sim 25$  %. Разность износа заметна уже после  $3 \div 5$  мин точения (рисунок).

Таблица 1

Твердость заготовок из сплава X65HBFТ в зависимости от термической обработки

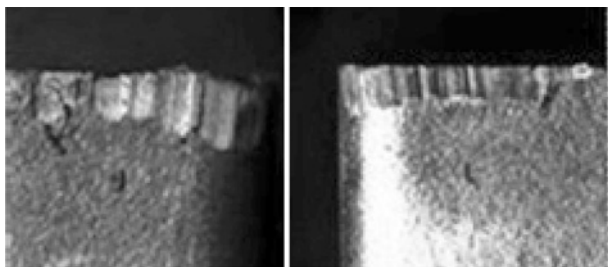
Образец	Твердость <i>HRC</i> после термической обработки	
	Режим 1	Режим 2
1	35	28
2	35	28
3	35	28,5
4	36	30
5	36,5	28,5
6	37	29,5

Таблица 2

Интенсивность изнашивания СМП в зависимости от твердости сплава X65HBFТ при точении

Твердость заготовки, <i>HRC</i>	Интенсивность изнашивания $J_n$ , мкм/мин (числитель) и стойкость, мин, до регламентированного износа $h_3 = 0,5$ мм (знаменатель) при скорости резания, м/мин		
	20	30	40
35÷37	5,9/85	50/10	190/2,6
28÷30	4,5/110	35/15,6	122/4,1





а)

б)

Износ СМП по задней грани при  $v_{20} = 30$  м/мин за 5 мин при режиме 1 (а) и режиме 2 (б)

Снижение твердости привело к снижению силы резания. Так, составляющая  $P_z$  (основная) силы резания уменьшилась с 2980 до 2480 Н, т. е. на ~20 %, при скорости 20 м/мин.

Отметим также, что крупнозернистая структура имеет большую жаростойкость [11].

### Вывод

Разработан режим термической обработки жаропрочного сплава Х65НВФТ на основе хрома, позволяющий снизить твердость с 35÷37 до 28÷30 HRC, получаемой в результате термической обработки. При этом повышаются стойкость инструмента и скорость резания  $v_{20}$  на ~25 %, а также снижается сила резания на ~20 %.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Подураев В. Н. Резание труднообрабатываемых материалов. М.: Высшая школа, 1974. 590 с.
2. Influence of the Cutting Speed on Chip Formation in Turning High Temperature Chromium and Nickel Alloys / A. M. Adaskin, V. N. Butrim, A. A. Vereshchaka, et al. // Russian Engineering Research. 2015. V. 35. N. 4. P. 298—301.
3. Адаскин А. М., Бутрим В. Н., Верещака А. С. Влияние свойств твердого сплава на износостойкость твердосплавного инструмента с покрытием при обработке жаропрочного сплава на основе хрома // СТИН. 2016. № 3. С. 20—25.
4. Обрабатываемость резанием жаропрочного сплава Х65НВФТ на основе хрома / А. М. Адаскин, В. Н. Бутрим, А. С. Верещака и др. // СТИН 2013. № 7. С. 36—40.
5. Бутрим В. Н., Кириллов А. К., Каширцев В. В. Исследование обрабатываемости резанием жаропрочных сплавов на никелевой и хромовой основах // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 70—73.
6. Свойства элементов: Справочник / Под ред. М. Е. Дрица. М.: Металлургия, 1985. 672 с.
7. Макаров А. Д. Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение, 1976. 278 с.
8. Армарего И. Дж., Браун Р. Х. Обработка металлов резанием. М.: Машиностроение, 1977. 325 с.
9. Бобров В. Ф. Основы теории резания. М.: Машиностроение, 1975. 344 с.
10. Екобори Т. Физика и механика разрушения и прочности твердых тел. М.: Металлургия, 1971. 264 с.
11. Влияние режима термической обработки на жаростойкость сплава на основе хрома при высокотемпературном окислении на воздухе / А. М. Адаскин, В. Н. Бутрим, В. С. Кубаткин, И. Ю. Сапронов // Вопросы материаловедения. 2016. № 4 (88). С. 18—28.

### Вниманию авторов

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

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

#### К статье прилагаются:

- 1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;
- 2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;
- 3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

- 1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;
- 2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;
- 3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

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

В. Р. ГАНИЕВА, Э. Р. САИТОВА, О. П. ТУЛУПОВА, канд. техн. наук, Ф. У. ЕНИКЕЕВ, д-р техн. наук (Уфимский государственный нефтяной технический университет), А. А. КРУГЛОВ, канд. техн. наук (Институт проблем сверхпластичности металлов РАН), e-mail: venera5577@mail.ru

## Формообразование цилиндрических оболочек из прямоугольных сварных пакетов

Конечно-элементным моделированием исследован процесс формообразования прямоугольного сварного листового пакета газом под давлением. Установлено, что при образовании цилиндрического купола ширина пакета сначала уменьшается, а достигнув значения диаметра оболочки, начинает увеличиваться, т. е. цилиндрическая оболочка деформируется практически без утонения.

**Ключевые слова:** сверхпластическая формовка, прямоугольный пакет, конечно-элементное моделирование, цилиндрическая оболочка.

By finite-element modeling the process of forming a rectangular welded sheet package with gas under pressure was studied. It is found, that when a cylindrical dome is formed, the width of the package firstly decreases, and when it reaches the diameter of the shell, it begins to increase, i.e., the cylindrical shell deforms almost without thinning.

**Keywords:** superplastic molding, rectangular package, finite element modeling, cylindrical shell.

Резкий спад объемов производства титановых труб в последние годы, разукомплектование оборудования и ухудшение его технического состояния привели к увеличению нарушений технологических операций при изготовлении труб. Частично утрачен опыт производства, снизились требования к контролю готовых труб и, как следствие, появились тенденции к снижению их качества. Если к тому же предприятия, специализирующиеся на выпуске титановых труб, не имели или имели недостаточный опыт их изготовления, то становится очевидным, что организация производства высококачественных титановых труб, а также цилиндрических сегментов, стала весьма сложной задачей [1].

Технологические процессы, основанные на методе сверхпластической формовки (СПФ), используются при изготовлении полых деталей из труднообрабатываемых сплавов на основе титана, алюминия, никеля [2–4]. Традиционной схемой метода является формообразование листовой заготовки в матрицу, при этом функцию пуансона выполняет газ или воздух при относительно низком давлении. Преимущества СПФ: получение деталей сложной формы за один переход; относительно низкие капитальные затраты на производственное оборудование и инструмент. Использование сварных заготовок в виде пакетов, состоящих из двух листов, расширяет возможности метода. Например, фирма British Aerospace [3], используя свободную выдувку сваренных по краю двух титановых заготовок, изготавливает трубопроводы и баки. По схеме свободной формовки из круглых и эллиптических пакетов в ИПСМ РАН изготавливают сферические и эллипсоидальные поплавки контакторов уровня для нефтегазового комплекса [5]. Задача о деформировании длиной узкой прямоугольной мембраны рассматривалась в работах [6, 7]. В работе [7] показано, что степень деформации оболочки, полученной из прямоугольного сварного пакета, ниже по сравнению с аналогичными показателями для оболочек, получаемых по технологии формовки листа в прямоугольную матрицу. В первом случае утонение составляет 0,87, во втором — 0,64. Свободная формовка цилиндрических оболочек позволяет в 3 раза уменьшить время формовки и значение параметра повреждаемости листового материала при практически том же давлении газа.

Основная особенность формообразования листового пакета — перемещение сварного соединения к центру в ходе формовки купола. За счет этого готовые оболочки имеют заметно меньшие размеры по сравнению с размерами исходного пакета [7]. Так, при формовке круглых сварных листовых

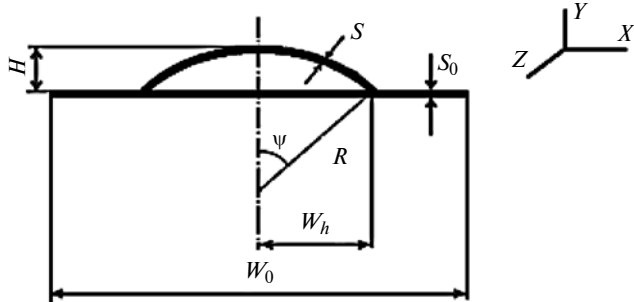


Рис. 1. Расчетная схема деформирования прямоугольного сварного листового пакета

пакетов отношение диаметра заготовки к диаметру готовой сферической оболочки может достигать 1,25 [8], т. е. при СПФ круглого пакета его диаметр уменьшается до тех пор, пока высота сферического купола не достигнет ~80 % своей высоты. При формовке прямоугольных сварных листовых пакетов отношение ширины пакета к диаметру цилиндрической оболочки может достигать в пределе 1,57 [9]. Это означает, что из пакета с исходной шириной  $W_0 = 2R$  образуется цилиндрический купол с дугой, равной  $\pi R$ .

Авторами работы [9] предложена упрощенная инженерная модель СПФ прямоугольного сварного листового пакета, основанная на положениях безмоментной теории оболочек и стандартном степенном определяющем соотношении:

$$\sigma = K\xi^m \text{ или } \xi = C\sigma^n,$$

где  $\sigma$  — напряжение течения;  $\xi$  — скорость деформации;  $K$  и  $m$  — реологические параметры сверхпластичности, определяемые по результатам механических испытаний;  $n = 1/m$ ,  $C = 1/K^n$ .

При конечно-элементном моделировании (КЭМ) в программном комплексе ANSYS также в работе [9] использовали вариант постановки краевой задачи теории ползучести. Цель настоящей работы — исследование деформирования прямоугольного сварного листового пакета на основе КЭМ.

Рассмотрим схему деформирования прямоугольного сварного листового пакета (рис. 1). Предположим, что исходная толщина  $S_0$  листа много меньше ширины  $W_0$  пакета, которая в свою очередь много меньше исходной длины  $L_0$  пакета, т. е.  $S_0 \ll W_0 \ll L_0$ . В ходе формовки пакет сжимается, в результате чего его текущая полуширина  $W_h$  становится меньше половины исходной ширины  $W_0$  пакета.

Чтобы проанализировать основные параметры напряженно-деформированного состояния (НДС) в очаге деформации, выполнили конечно-элементное

моделирование в программе ANSYS. В работе [9] приведены экспериментальные данные по изготовлению цилиндрических оболочек из прямоугольных пакетов, состоящих из двух листов титанового сплава ВТ14 (Ti—4,2 Al—2,7 Mo—1,2 V) толщиной  $s_0 = 0,8$  мм с размером зерна  $1 \div 2$  мкм. Листы по периметру соединяли контактной шовной сваркой. Ширина шва  $b = 5$  мм. Один из листов предварительно снабжали штуцером. Длина пакета 500 мм, общая ширина 48 мм, с учетом ширины  $b$  шва  $W_0 = 38$  мм.

Штуцер пакета крепили к стойке, чтобы обеспечить свободное формообразование оболочки, и сборку помещали в нагревательную печь. Формовку осуществляли аргоном при постоянном давлении и температуре 870 °С. Давление газа снимали при достижении оболочкой цилиндрической формы. Свойства сплава ВТ14 принимали по данным работы [9]:  $K = 100 \text{ МПа} \cdot \text{с}^m$ ,  $m = 0,52$ . Получили:  $n = 1/m = 1,923$ ;  $C = 1/K^n = 4,125 \cdot 10^{-16} \text{ Па}^{-n}\text{с}^{-1}$ . Рассматривали два варианта краевой задачи ползучести: плосконапряженное состояние ( $\sigma_z = 0$ ) и плоскодеформированное состояние ( $\varepsilon_z = 0$ ). Для сетки конечных элементов (рис. 2) использовали 480 элементов PLANE82, для которых выбирались опция Plane strain при  $\varepsilon_z = 0$  и опция Plane stress при  $\sigma_z = 0$ .

Для получения сопоставимых результатов давление газа действовало одно и то же время. Примерное время формовки определяли по формуле  $t = \varepsilon/\xi$ , где  $\varepsilon$  — степень деформации;  $\xi$  — скорость деформации. При скорости деформации  $\xi = 10^{-3} \text{ с}^{-1}$  и степени деформации  $\varepsilon = 0,1$  время формовки  $t = 100$  с.

Расчеты проводили сначала при разных давлениях  $p = 0,1, 0,5$  и  $0,7$  МПа, затем при давлении  $p = 0,5$  МПа, но уже при разной ширине  $b = 3, 5$  и  $8$  мм шва. Для проверки расчетов предельного отношения ширины  $W_0$  пакета к диаметру  $D$  цилиндрической оболочки, выполненных в работе [9], провели моделирование формообразования оболочки при закреплении только одного узла твердотельной модели. В этом случае исключается влияние сварного соединения, т. е. фактически  $b \approx 0$ .

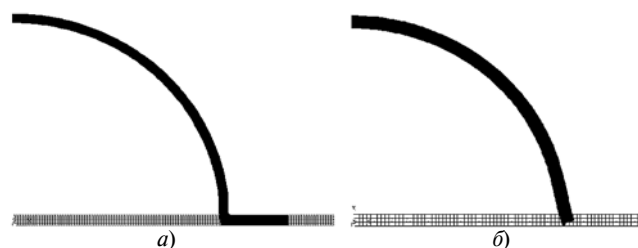


Рис. 2. Сетка конечных элементов в начальном и конечном положениях при  $b = 5$  мм (а) и  $b \approx 0$  (б)

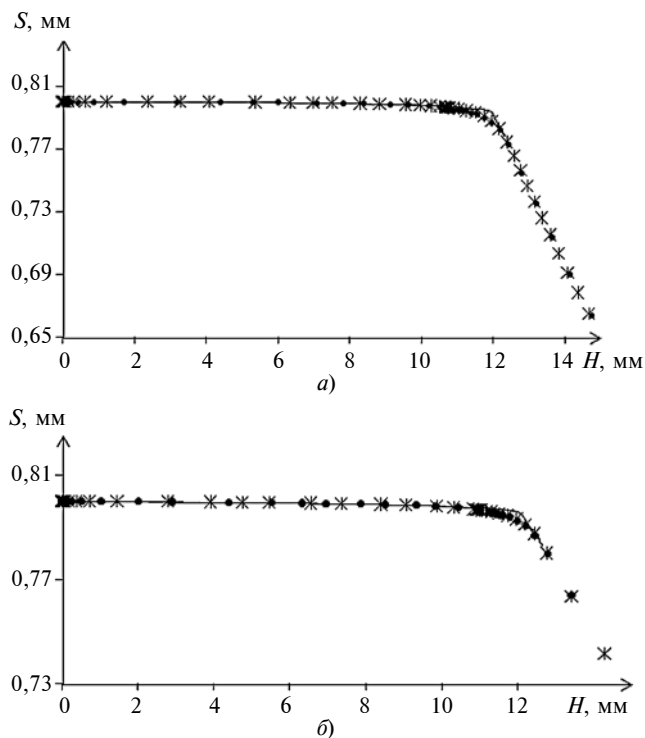


Рис. 3. Зависимости толщины  $S$  пакета от высоты  $H$  купола для состояния  $\varepsilon = 0$  (а) и  $\sigma = 0$  (б) при  $p = 0,1$  (линия),  $0,5$  (\*) и  $0,7$  МПа (•)

Начальное и конечное положения элементов в сетке при  $b \approx 0$  показано на рис. 2, б. В работах [10, 11] установлено, что выбор конечно-элементной сетки мало влияет на результаты расчетов в ANSYS.

На рис. 3 приведены результаты расчетов при разных давлениях, которые показывают, что давление газа не влияет на зависимость толщины  $S$  формуемого купола от его высоты  $H$ .

На рис. 4 приведены результаты расчетов при давлении  $p = 0,5$  МПа, но при разной ширине  $b$  шва, которые показывают, что она не влияет на зависимость толщины  $S$  формуемого купола от его высоты  $H$ .

На рис. 5 приведены результаты расчетов при давлении  $p = 1$  МПа и ширине  $b \approx 0$  сварного шва. Отметим, что в этом случае отношение  $W_0/D$  достигает предельной (теоретической) величины  $\approx 1,57$ , когда влияние сварного соединения максимально исключено, т. е.  $b \approx 0$ .

Приведенные результаты показали, что если деформация цилиндрической оболочки сопровождается перемещением сварного шва к центру, то утонение стенки купола отсутствует. Следовательно, можно получить цилиндрический купол без утонения стенки, т. е. практически равной толщине исходного листа.

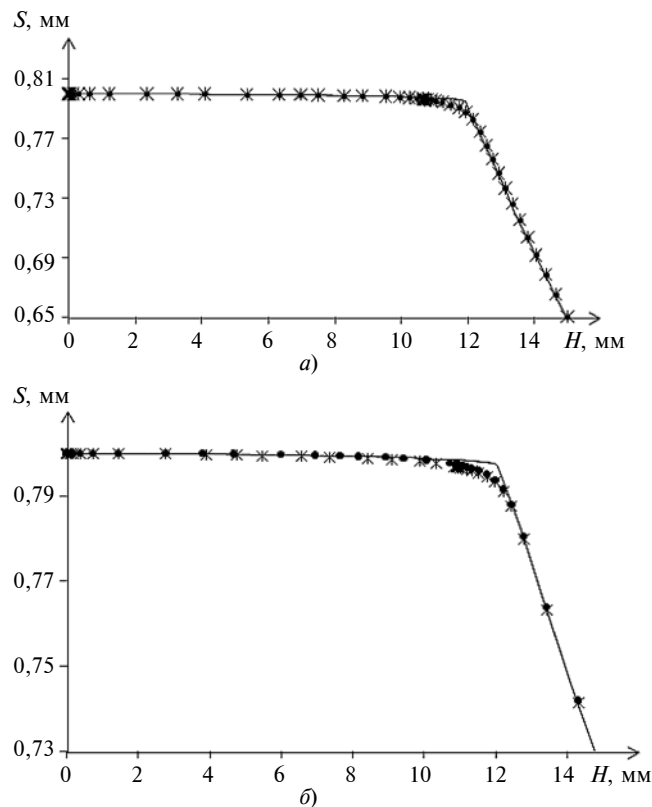


Рис. 4. Зависимости толщины  $S$  пакета от высоты  $H$  купола для состояния  $\varepsilon = 0$  (а) и  $\sigma = 0$  (б) при  $p = 0,5$  МПа и  $b = 8$  (линия),  $5$  (\*) и  $3$  мм (•)

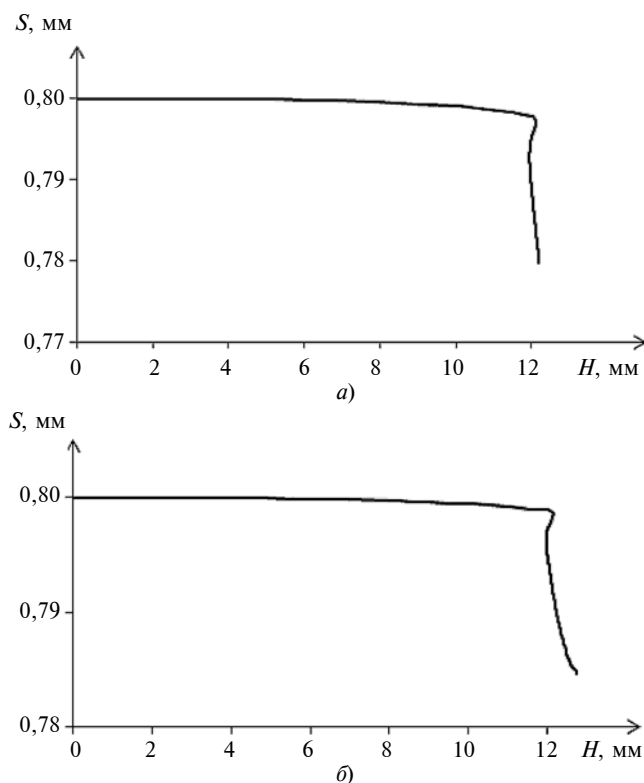


Рис. 5. Зависимости толщины  $S$  пакета от высоты  $H$  купола для состояния  $\varepsilon = 0$  (а) и  $\sigma = 0$  (б) при  $p = 1$  МПа и  $b \approx 0$

При СПФ круглого сварного листового пакета экваториальный диаметр (диаметр круга) перестает уменьшаться до того, как оболочка примет сферическую форму [8]. При деформации ширина прямоугольного сварного листового пакета также перестает уменьшаться до того, как оболочка примет цилиндрическую форму. В плосконапряженном состоянии ( $\sigma_z = 0, \varepsilon_z \neq 0$ ) ширина пакета начинает увеличиваться при  $W/D \approx 1,06$ , а в плоскодеформированном состоянии ( $\varepsilon_z = 0, \sigma_z \neq 0$ ) — при  $W/D \approx 1,03$  в рассмотренном диапазоне давлений газа и ширины сварного шва. Основное отличие формообразования оболочек из прямоугольного и круглого пакетов состоит в том, что на протяжении всего процесса толщина стенки цилиндрической оболочки практически не меняется. При СПФ сферической оболочки из круглого пакета толщина стенки постоянно уменьшается, хотя степень разнотолщинности заметно ниже, чем при СПФ полусферы с прижатым фланцем.

Для усовершенствования высокоскоростных ленточных аппаратов необходимы новые изделия из более тугоплавких, соответственно, труднообрабатываемых материалов, интерметаллидных сплавов, металломатричных композитов [12, 13]. Остается актуальной и задача совершенствования технологии СПФ по созданию легких и жестких конструкций. Кроме того, предложенная в работе схема СПФ, может обеспечить получение титановых оболочек в условиях низкотемпературной сверхпластичности [14]. Появляется возможность изготовления изделий для протезирования и соединения костей после переломов. Причем имплантаты будут без неизбежных для переделов и переходов загрязнений, что обеспечит их биосовместимость.

## Выводы

Установлено, что при СПФ прямоугольного сварного пакета можно получать цилиндрические оболочки с постоянной толщиной стенки.

Схему можно рассматривать как перспективную для изготовления цилиндрических сегментов из малопластичных материалов.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Производство** особотонкостенных титановых труб на российских предприятиях и их использование в судовой энергетике / В. В. Травин, Л. П. Ртищева, В. Н. Копылов и др. // Титан. 2016. № 4 (54). С. 27—38.
2. **Смирнов О. М.** Обработка металлов давлением в состоянии сверхпластичности. М.: Машиностроение, 1979. 184 с.
3. **Сверхпластическая** формовка конструкционных сплавов / Пер. с англ.; Под ред. Н. Е. Пейтона, К. Х. Гамилтона. М.: Металлургия, 1985. 312 с.
4. **Barnes A. J.** Superplastic Forming 40 Years and Still Growing // J. Mater. Eng. Perform. 2007. V. 16. P. 440—454.
5. **Автоматизация** производства заготовок и управление процессом изготовления титановых поплавок равномерных методом сверхпластической формовки / А. А. Круглов, А. Р. Рахимова, Т. М. Загиров, Ф. У. Еникеев // Нефтегазовое дело. 2012. Т. 10. № 2. С. 93—102.
6. **Малинин Н. Н., Романов К. И.** Исследование процесса газостатической формовки длинной мембраны // Машиноведение. 1982. № 4. С. 98—101.
7. **Zagirov T. M., Kruglov A. A., Enikeev F. U.** Fabrication of cylindrical shells from welded sheet billets via superplastic forming // Russian Journal of Non-Ferrous Metals. 2011. V. 52 (2). P. 175—179.
8. **Kruglov A. A., Enikeev F. U., Lutfullin R. Ya.** Superplastic forming of a spherical shell out a welded envelope // Materials Science and Engineering. 2002. V. A 323. P. 416—426.
9. **Круглов А. А., Еникеев Ф. У.** Сверхпластическая формовка цилиндрических оболочек // Известия ТулГУ. Серия. Механика деформируемого твердого тела и обработка металлов давлением. 2005. № 2. С. 41—49.
10. **Overview** of Superplastic Forming Research at Ford Motor Company / P. A. Friedman, S. G. Luckey, W. B. Cople, et. al. // J. Mater. Eng. Perform. 2004. V. 13. P. 670—677. DOI: 10.1361/10599490421277.
11. **Giuliano G., Carrino L., Franchitti S.** Modelling the free forming of superplastic Pb—Sn60 at constant pressure // Journal of Materials Processing Technology. 2006. V. 177. P. 95—97.
12. **Кашапов С. Ю., Павлова Т. В., Ночовная Н. А.** Влияние режимов термической обработки на структуру и свойства жаропрочного титанового сплава для лопаток КВД // Авиационные материалы и технологии. 2010. № 2. С. 8—13.
13. **Карпов М. И., Коржов В. П., Прохоров Д. В.** Естественные и искусственные композиты — жаропрочные сплавы на основе ниобия // Вестник ТГУ. 2013. Т. 18. С. 1805, 1806.
14. **Сверхпластичность** ультрамелкозернистых сплавов: Эксперимент, теория, технологии / Под ред. Р. Р. Мулюкова, Р. М. Имаева, А. А. Назарова, М. Ф. Имаева, В. М. Имаева. М.: Наука, 2014. 284 с.

В. Н. ВАСИЛЕНКО, Л. Н. ФРОЛОВА, доктора технических наук, Н. А. МИХАЙЛОВА, И. В. ДРАГАН, Д. А. ТАРКАЕВА (Воронежский ГУ инженерных технологий), e-mail: fln-84@mail.ru

## Оборудование для производства высокоэффективных комбикормов нового поколения

Разработан смеситель с вакуумным напылением жировитаминных добавок для повышения качества гранулированных комбикормов. Добавки наносятся на гранулы, а в результате высокого разряжения в барабане проникают внутрь. Данная технология снижает конверсию комбикормов и истирание гранул.

**Ключевые слова:** смеситель, вакуумное напыление, высокое разряжение, конверсия, комбикорм.

A mixer with vacuum deposition of fat-vitaminous additives was developed to improve the quality of granular compound feed. Additives are applied to the granules, and as a result of high vacuum in the drum penetrate inside. This technology reduces conversion of compound feeds and abrasion of granules.

**Keywords:** mixer, vacuum deposition, high vacuum, conversion, compound feed.

Производство комбикормов в России по итогам 2018 г. составило 27,6 млн. т, что почти на 7 % выше показателя 2017 г. По прогнозу Минсельхоза к 2020 г. объем достигнет 30,8 млн т, что связано с перспективами дальнейшего роста животноводческой отрасли. Одна из проблем отрасли — большой расход кормов, обусловленный несбалансированностью по составу протеинов и аминокислот. Прогрессивные технологии позволят снизить конверсию комбикорма в птицеводстве до 1,8, в свиноводстве — до 3,2, по КРС — до 6,3 (цифры — на 1 кг прироста массы тела необходимо 1,8 кг корма, в расчете на весь период откорма).

Разрабатывать и производить инновационное оборудование для комбикормовой промышленности необходимо, ориентируясь на выпуск принципиально новых и конкурентоспособных приоритетных комплектов оборудования для внутреннего спроса, использование имеющихся научного и производственного потенциалов, профессионального опыта и сложившихся корпоративных связей.

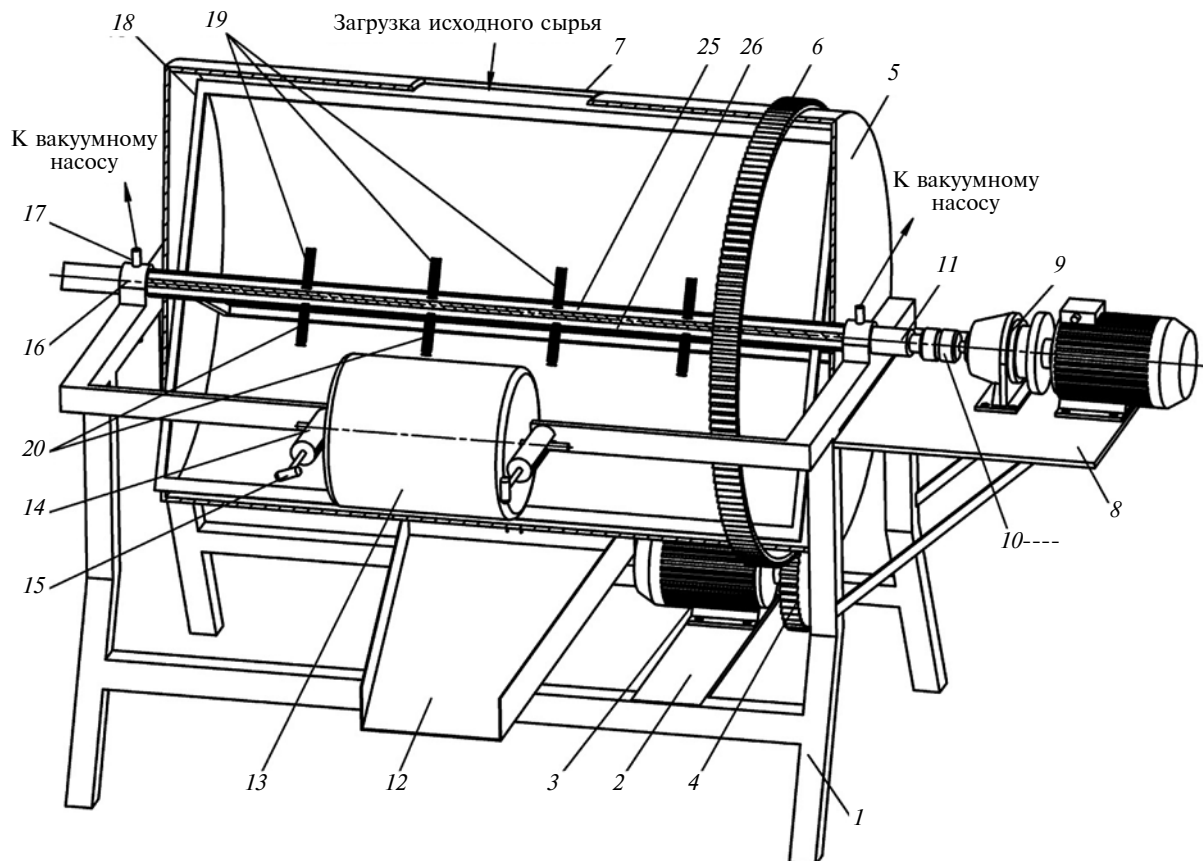
Авторы разработали конструкцию смесителя с возможностью вакуумного напыления жировитаминных компонентов на гранулы (рисунок). Смеситель содержит станину 1, цилиндрический бара-

бан 5, вал 11 с рамной мешалкой 18. На барабане 5 жестко закреплен зубчатый венец 6. Вращается барабан от электродвигателя 3 через зубчатую шестерню 4. В барабане выполнено загрузочное прямоугольное отверстие 7. Электродвигатель 3 располагается на пластине 2, закрепленной на станине 1. Вращение вала 11 рамной мешалки 18 осуществляется мотор-редуктором 9 через глухую втулочную муфту 10. Вал 11 вращается в подшипниках 16 скольжения, приваренных к боковым ребрам станины 1. Мотор-редуктор 9 расположен на площадке 8, приваренной к станине 1. Вал 11 имеет два канала с круглым поперечным сечением. По каналу 25 через форсунки 19 откачивается воздух из барабана 5 вакуумным насосом, подключенным к патрубку 17. По каналу 26 через распылительные форсунки 20 и патрубок 27 подаются жировитаминные добавки. Форсунка 19 для откачивания воздуха и распылительная форсунка 20 состоят из труб 22 с внутренней проточкой под диаметр пружины 23 и стержня 21 с закрывающимся клапаном 24.

На станине с помощью подпружиненных регулирующих устройств 14 закреплен прорезиненный цилиндрический валик 13 с фасками. Усилие, с которым валик 13 прижимается к барабану 5, регулируется рукоятками 15, на стержнях которых имеется резьба. В нижней части станины 1 расположен лоток 12 для выгрузки готовой продукции.

Смеситель для вакуумного напыления жировитаминных добавок работает следующим образом. Через загрузочное отверстие 7 подается исходное сырье в виде гранул. Включается электродвигатель 3 с частотным преобразователем, который через зубчатую шестерню 4 и зубчатый венец 6 вращает барабан 5 против часовой стрелки. При повороте барабана на 90° отверстие 7 плотно закрывается валиком 13.

Включается мотор-редуктор 9, который приводит во вращение вал 11 с лопастной мешалкой 18. При положении вала 11, когда отверстия каналов 25 и 26 совпадут с отверстиями патрубка 17, мотор-редуктор 9 выключается. В этот момент из барабана 5



Смеситель с использованием вакуумного напыления жировитаминных компонентов

вакуумный насос, подключенный к патрубку 17, начинает откачивать воздух, который через форсунки 19 проходит по каналу 25. После создания вакуума внутри барабана 5 насос отключается.

Далее включается плунжерный насос, который через патрубок по каналу 26 подает жировитаминные добавки в распылительные форсунки 20. Добавки наносятся на поверхность гранул, а за счет вакуума в барабане 5 они проникают в гранулы. После введения в барабан необходимого количества добавок плунжерный насос отключается и включается мотор-редуктор 9, который начинает вращать вал 11 с тихоходной рамной мешалкой 18 для медленного перемешивания гранул.

Включается электродвигатель 3 и барабан 5 поворачивается против часовой стрелки на 90°. При нижнем положении загрузочного отверстия 7 из барабана 5 на лоток 12 начнут высыпаться гранулы для выгрузки готовой продукции.

Таким образом, предложенная конструкция смесителя позволяет значительно сократить истирание гранул за счет медленного вращения рамной мешалки и барабана, снизить металлоемкость благодаря простоте конструкции, повысить содержание жировитаминных компонентов путем создания вакуума, улучшить качество готового продукта и, как следствие, снизить конверсию комбикормов.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **The creation** of energy efficient equipment for processing oilseeds // V. N. Vasilenko, L. N. Frolova, N. A. Mikhailova, et. al. // Russian Engineering Research. V. 37. Issue 4, 1. April 2017. P. 330, 331.
2. **Управление** процессом приготовления экструдированного комбикорма / Л. И. Лыткина, Е. С. Шенцова, А. В. Дранников и др. // Хранение и переработка сельхозсырья. 2007. № 6. С. 79—81.
3. **Разработка** мобильной установки для приготовления кормолекарственных смесей / В. А. Афанасьев, А. Н. Остриков, В. Н. Василенко, Л. Н. Фролова // Хранение и переработка сельхозсырья. 2014. № 5. С. 38—40.
4. **Оценка** эффективности технологии получения зерновых хлопьев для производства комбикормов для молодняка крупного рогатого скота / В. А. Афанасьев, А. Н. Остриков, В. Н. Василенко и др. // Кормопроизводство. 2017. № 6. С. 33—38.
5. **Василенко В. Н.** Разработка экструзионного оборудования нового поколения для комбикормов // Вестник машиностроения. 2009. № 9. С. 77, 78.
6. **Разработка** производственных экструдированных комбикормов для канального сома, выращиваемого в условиях ЦФО РФ / В. Н. Василенко, Л. Н. Фролова, И. В. Драган и др. // Кормопроизводство. 2018. № 2. С. 29—32.
7. **Афанасьев В. А., Остриков А. Н., Василенко В. Н.** Мобильные комбикормовые заводы для развития малых и средних фермерских хозяйств // Кормопроизводство. 2016. № 6. С. 45.

# ПРАВИЛА ПОДГОТОВКИ СТАТЬИ

## 1. На первой странице:

УДК (Индекс статьи по Универсальной десятичной классификации, <http://teacode.com/online/udc/>);  
авторы (инициалы, фамилия, ученая степень, место работы, страна, город);  
e-mail или телефон для контактов (обязательное требование ВАК);  
название статьи;  
гранты (указываются ссылкой внизу страницы).

## 2. Содержание статьи должно быть структурированным:

начало — реферативное изложение постановки задачи и возможное применение полученных результатов;

основная часть — формализованная постановка задачи, предлагаемый метод ее решения, отличие и преимущество от уже известных, примеры, подтверждающие работоспособность и эффективность предложенного решения;

завершение — обсуждение полученных результатов.

## 3. Обозначения и формулы.

Размерность всех характеристик приводится в системе СИ. Все аббревиатуры, сокращения и обозначения расшифровываются в тексте при первом упоминании.

Латинские буквы набираются курсивом, исключение составляют стандартные математические обозначения, набираемые прямо (обозначения дифференциалов, матриц, тригонометрических функций,  $\max$ ,  $\min$ ,  $\log$ ,  $\sin$  и т. п.), русские и греческие — прямым шрифтом. Формулы (только те, на которые есть ссылки в тексте) нумеруются (порядковый номер в круглых скобках). Надстрочные и подстрочные индексы следует поднимать вверх или опускать вниз (не набирать в строку). Простые формулы и символы с надстрочными и подстрочными индексами выполняются в редакторе Word. Сложные формулы выполняются в программе MathType. Следует избегать многострочных и «многоэтажных» формул, исключать промежуточные расчеты, заменять сложные формулы более простыми, используя условные обозначения.

## 4. Библиографические ссылки.

Список библиографических ссылок набирается в конце статьи в порядке их размещения в тексте, где они указываются в квадратных скобках. При ссылках на книги и сборники указывают фамилию и инициалы авторов, полное название книги (сборника), город, издательство, год, общее число страниц; при ссылке на журнал — фамилию и инициалы авторов, полное название статьи, название журнала, год, номер журнала, страницы статьи (по ГОСТ Р 7.0.5—2008 и ГОСТ 7.1—2003). Если число авторов более четырех, то указывают первых трех со словами «и др.» (после названия за косой чертой). Ссылки на иностранную литературу следует писать на языке оригинала без сокращений. Электронные ресурсы оформляются по ГОСТ 7.0.5—2008.

## 5. Таблицы оформляются на отдельных страницах.

6. *Подписуточные подписи* оформляются на отдельной странице, они должны быть краткими и соответствовать содержанию рисунков.

## 7. Иллюстрации.

Рисунки оформляются отдельно от текста. Принимаются только качественные, хорошо скомпонованные и окончательно выполненные рисунки (редакция не переделывает иллюстрации). Рисунки представляются отдельными файлами в форматах TIFF или JPEG (без сжатия) с разрешением 1200 dpi размером не больше 186 мм. Размер шрифтов надписей в рисунках должен быть соизмерим с размерами шрифта текста (так как рисунок при верстке будет, как правило, уменьшаться по площади, слишком мелкий текст на рисунке не будет читаться).

Чертежи, схемы, графики, алгоритмы должны выполняться с учетом требований ЕСКД. Обязательно соблюдение соотношений толщин линий по ГОСТ 2.303—68. Толщина тонких линий должна учитывать предполагаемое уменьшение рисунка в журнале.

Материалы, не соответствующие данным требованиям, к публикации не принимаются, рукописи не рецензируются и авторам не возвращаются.