ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

4

2014

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

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

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

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации по печати
Учредитель: А.И. Савкин

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

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Рыков А. А., Юрьев Г. С. — Стенды для создания ударных нагрузок сложной формы . . . 3

Муркин С. В., Иванов А. С., Ермолаев М. М., Куралина Н. Н. — Экспериментальное исследование группового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом . . . 7

Морозов В. Н., Краснощеков И. Л., Павлович Л. А., Красинский Д. Б, Мельников Е. В., Павлович И. Л., Клинов Р. А. — Особенности технологических испытаний гидроприводов судоходных гидротехнических сооружений . . . 10

Маслов Н. А. — Использование продолжительности торможения насоса в качестве диагностического параметра . . . 14

Грозин Г. А., Филатов А. А., Жуков А. А., Сендовская О. А., Масленникова Е. А. — Установка для механической обработки рогообразных сердечников . . . 16

Александров И. К. — Поезда модульного типа на основе электровозов . . . 21

Волков Г. Ю., Колмаков С. В. — Структурный синтез безводильных планетарных передач . . . 26

Вавилов В. Е. — Уточненная математическая модель гибридных магнитных подшипников 30

Андросов С. П., Браилов И. Г., Визигин Д. В. — Модель цилиндрического косозубого зубчатого колеса . . . 35

Алюков С. В. — Внешняя характеристика инерционной бесступенчатой передачи с повышенной нагрузочной способностью . . . 40

Метильков С. А., Бережной С. Б. — Проектирование встроенных многоваловых цепных передач . . . 43

Куриленко Г. А., Юрьев Г. С., Рыков А. А. — Синтез активной виброзащитной системы . . . 47

Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И. — Моделирование форм твердых частиц, перемещаемых гидротранспортом . . . 50

Цикл статей
"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

Садыхов А. И., Ширзадов Ф. М., Вёше Р. — Триботехнические свойства поверхности модифицированного чугуна при смазывании . . . 52

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Екименко А. Н. — Разработка конструкции композиционной трубы повышенных герметичности и стойкости к растрескиванию при нагружении . . . 55

Хорев А. И. — Создание конструкционных листовых титановых сплавов высокотемпературного применения . . . 59

Цикл статей
"Проблемы теории механической обработки"

Воронцов А. Л. — Теоретическое обеспечение технологической механики. 9. Степень деформации и накопленная деформация. Часть 2 . . . 63

Серия статей
"Проблемы теории и практики резания материалов"

Кисель А. Г., Реченко Д. С. — Исследование коэффициентов теплоотдачи водных и масляных смазочно-охлаждающих жидкостей . . . 76

Обработка материалов без снятия стружки

Кузин В. В., Григорьев С. Н., Ермолин В. Н. — Влияние эксплуатационных нагрузок на локальные напряжения в волоке из оксида циркония . . . 79

Сергеев Е. С., Поляков А. О., Козлов А. Ю., Щедрин А. В., Чихачёва Н. Ю. — Пути совершенствования методов деформирующих и комбинированных обработок . . . 83

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Макаров К. К. — Растачивание конических отверстий малой конусности под пальцы упругих втулочно-пальцевых муфт . . . 85

Выставка "Металлургия — Литмаш — 2013" . . . 86

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Rykov A. A., Yur'ev G. S. — Benches for generating of impact load of complex shape

Murkin S. V., Ivanov A. S., Ermolaev M. M., Kuralina N. N. — Experimental research of threaded cluster joint loaded by tearing force and tilting moment

Morozov V. N., Krasnoshchekov I. L., Pavlovich L. A., Krasinskiy D. B, Mel'nikov E. V., Pavlovich I. L., Klinov R. A. — Features of technological tests of hydraulic drives of navigational hydraulic structures

Maslov N. A. — Application of pump braking duration as diagnostic parameter

Grozin G. A., Filatov A. A., Zhukov A. A., Sendovskaya O. A., Maslennikova E. A. — Equipment for machining of cornute cores

Aleksandrov I. K. — Trains of modular types based on modern electric locomotives

Volkov G. Yu., Kolmakov S. V. — Structural synthesis of towbarless planetary gears

Vavilov V. E. — Adjusted mathematical model of hybrid magnetic bearings

Androsov S. P., Brailov I. G., Vizigin D. V. — Model of cylindrical helical gear wheel

Alyukov S. V. — External characteristic of inertia stepless gear with increased load capability

Metil'kov S. A., Berezhnoy S. B. — Design of built-in multishaft chain gears

Kurilenko G. A., Yur'ev G. S., Rykov A. A. — Synthesis of active vibration protection system

Velikanov N. L., Naumov V. A., Koryagin S. I. — Modeling of shapes of solid particles, transferred by hydrotransport

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

Sadykhov A. I., Shirzadov F. M., Vyoshe R. — Tribotechnical properties of surface of modified cast iron at lubricating

MANUFACTURING ENGINEERING

Ekimenko A. N. — Design of composite tube with increased hermiticity and cracking resistance at loading

Khorev A. I. — Basic principles of development of structural sheet titanium alloys, applicable at high temperature operating conditions

A series of articles
"Problems of theory of machining work"

Vorontsov A. L. — Theoretical support of technological mechanics. 9. Deformation ratio and cumulative deformation. Part 2

A series of articles
"Problems of theory and practice of materials cutting"

Kisel' A. G., Rechenko D. S. — Research of heat transfer coefficients of water and oil coolants

Chipless processing of materials

Kuzin V. V., Grigor'ev S. N., Ermolin V. N. — Influence of operational loads on local stresses in drawing die made form zirconium oxide

Sergeev E. S., Polyakov A. O., Kozlov A. Yu., Shchedrin A. V., Chikhacheva N. Yu. — Ways of improvement of methods of deformation and combined machining

TECHNICAL INFORMATION

Makarov K. K. — Boring of tapered holes of small conicity for pins of pin-and-bushing flexible couplings

Exhibition "Metallurry — 2013"

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 26.01.2014. Подписано в печать 14.03.2014.
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.

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2014

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 620.178

А. А. РЫКОВ, канд. техн. наук, Г. С. ЮРЬЕВ, д-р техн. наук (Новосибирский ГТУ), e-mail: teormech@ngs.ru

Стенды для создания ударных нагрузок сложной формы

Рассмотрены варианты модернизации известных ударных стендов для создания ударных нагрузок с наложенными колебаниями при испытании электронной техники, не изменяя режимы работы основных узлов стенда.

Ключевые слова: ударная нагрузка, наложенные колебания, ударные стенды, жесткость, промежуточный стержень, волновод, ударники.

The ways of refinement of existing shock tables for creation of impact loads with superimposed vibrations at electronic engineering testing without changing of operating modes of a shock table are considered.

Keywords: impact load, superimposed vibrations, shock tables, stiffness, transitory rod, waveguide, ram testers.

Для испытания изделий электронной техники (ИЭТ) на ударопрочность и удароустойчивость разработаны и созданы стенды, воспроизводящие ударную нагрузку гладкой формы [1]. Однако для определения предельных возможностей новых ИЭТ необходимо повышать ударную нагрузку, что приводит к тяжелым условиям работы стендов.

Результаты испытаний ИЭТ [2] показали, что ударная нагрузка с наложенными колебаниями увеличивает число отбракованных ИЭТ по сравнению с нагрузкой гладкой формы. Таким образом, для более полноценного исследования ИЭТ наряду с рекомендованными нагрузками при испытаниях следует использовать более жесткие режимы нагружения. Одним из эффективных режимов испытаний ИЭТ является ударный режим с наложенными колебаниями, т. е. имитация стрелково-пушечного воздействия.

Возможность формирования ударной нагрузки с наложенными колебаниями исследовали на стендах трех типов, работающих с использованием соответственно принципа свободного падения, волноводного тракта и ротационного движения.

В стендах первого типа платформу с установленным на ней изделием разгоняли до скорости v_0 с последующим торможением на упругом элементе с жесткостью c_1. В данном случае в отличие от распространенной схемы к платформе массой m_1 присоединяли дополнительно две массы m_2 с помощью упругих элементов с жесткостью c_2 каждый (рис. 1).

Будем считать, что все упругие элементы в рассматриваемой системе — линейные. Система имеет две степени свободы. Дифференциальные уравнения ее движения можно представить в безразмерном виде:

$$\begin{cases} A\ddot{y}_1 + Б\ddot{y}_2 = -y_1; \\ B\ddot{y}_1 + Г\ddot{y}_2 = -y_2, \end{cases} \quad (1)$$

где $A = 1 + 2M$; $Б = 2M$; $B = Г = M/C$; $M = m_2/m_1$; $C = c_2/c_1$; $\tau = \dfrac{t}{\sqrt{m_1/c_1}}$ (t — текущее время); $y_i = \dfrac{x_i}{v_0\sqrt{m_1/c_1}}$.

Начальные условия ($\tau = 0$) для системы (1):

$$y_1 = 0; \quad \dot{y}_1 = 1; \quad y_2 = 0; \quad \dot{y}_2 = 0. \quad (2)$$

Общее решение системы (1) уравнений при начальных условиях (2):

$$\begin{cases} y_1 = E_1\sin(\omega_1\tau) + E_2\sin(\omega_2\tau); \\ y_2 = E_1\mu_1\sin(\omega_1\tau) + E_2\mu_2\sin(\omega_2\tau). \end{cases} \quad (3)$$

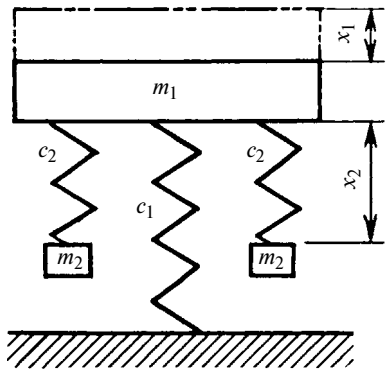


Рис. 1. Схема дополнительного нагружения ИЭТ в стендах с использованием принципа свободного падения

Здесь

$$\omega_i^2 = \frac{A + Г \pm \sqrt{(A - Г)^2 + 4БВ}}{2(АГ - БВ)};$$

$$\mu_i = \frac{1 - A\omega_i^2}{Б\omega_i^2}, \quad i = 1, 2;$$

$$\left.\begin{aligned} E_1 &= \frac{\mu_2}{(\mu_2 - \mu_1)\omega_1}; \\ E_2 &= \frac{\mu_1}{(\mu_1 - \mu_2)\omega_2}. \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Дифференцируя дважды первое выражение системы уравнений (3) по времени, найдем изменение ускорения платформы с испытуемым объектом:

$$\ddot{y}_1 = -E_1\omega_1^2\sin(\omega_1\tau) - E_2\omega_2^2\sin(\omega_2\tau). \quad (5)$$

Получить заданную амплитуду ускорения можно изменением скорости соударения платформы с упругим элементом. Задача состоит в том, чтобы определить параметры C и M системы, при которых достигаются заданные длительность $\tau_у$ импульса ускорения и число H наложенных колебаний.

Если принять $\omega_1 = H\omega_2$, где $H = 2k + 1$ — нечетное число, то k будет равно числу "провалов" на кривой импульса ускорения. Используя это положение и выражения (4) для собственных частот, найдем связь между C и M:

$$C = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4(1 + 2M)^2 M^2}}{2(1 + 2M)^2}, \quad (6)$$

где $b = 4M^2 - MH^2 - M/H^2$.

Задавая длительность $\tau_у$ импульса ускорения и учитывая, что $\tau_у = \pi/\omega_2$, получим из выражений (4) зависимость параметров C, M и ω_2:

$$C = \frac{M\omega_2^2(\omega_2^2 - 1)}{\omega_2^2(1 + 2M) - 1}. \quad (7)$$

Согласно выражениям (6) и (7) на рис. 2 представлены зависимости $C(M)$ и $\tau_у(M)$ при $H = 5$, что соответствует двум "провалам" на кривой импульса ускорения.

Допустим, что $\tau_у = 4{,}5$. Тогда согласно рис. 2: $M = 0{,}5$; $C = 2{,}86$. По формулам (4) и (5) рассчитаем форму импульса ускорения $\ddot{y}_1(\tau)$ платформы с испытуемым объектом (рис. 3).

Таким образом, на исследуемых стендах можно формировать импульсы ударного ускорения с наложенными колебаниями путем присоединения к платформе с испытуемым объектом дополнительных масс с помощью упругих элементов.

В настоящее время при динамических испытаниях малогабаритных ИЭТ массой, не превышающей 0,05 кг, часто применяют ударные стенды, воспроизводящие одиночные удары с пиковым значением ударного ускорения до 10^6 м/с^2 при его продолжительности не более $50 \cdot 10^{-6}$ с. Основными элементами такого стенда являются однородный стальной стержень (волновод) и устройство для разгона ударника. Назначение стержня — воспринять одним концом ударную нагрузку и через противоположный конец передать ее испытуемому объекту. Для жестких условий эксплуатации ИЭТ требуется большая скорость (10÷80 м/с) соударения бойка с волноводом [3]. При этом предполагается, что пиковое значение ударной нагрузки растет с увеличением скорости соударения и достигает требуемых значений в указанном диапазоне скоростей. Однако увеличение скорости соударения приводит к значительному увеличению энергетических потерь, связанных с наличием пластической деформации в зоне контакта бойка и волновода. Поэтому и при таких испытаниях возникает необходимость в формировании ударной нагрузки с наложенными колебаниями, для чего на торце волновода, по которому наносится удар, закрепляют упругое тело (прокладку) с хорошим акустическим контактом (рис. 4).

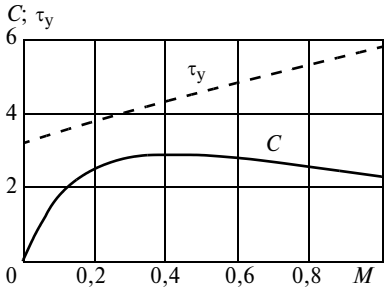


Рис. 2. Зависимости C и $\tau_у$ от параметра M системы при числе наложенных колебаний $H = 5$

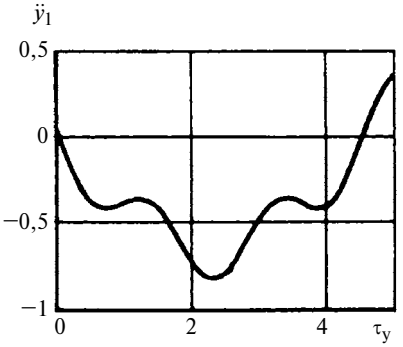


Рис. 3. Зависимость ускорения $\ddot{y}_1$ платформы от длительности $\tau_у$ импульса ускорения при $H = 5$

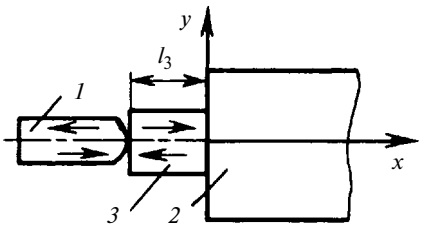


Рис. 4. Схема динамического испытания малогабаритного ИЭТ ударной нагрузкой с наложенными колебаниями

По поверхности ($x = 0$) промежуточного стержня *3* (см. рис. 4) осуществляется нормальный удар, распределенной силой $f(t)$. Задача сводится к решению волновых уравнений в стрежнях с граничными условиями — равенство сил и скоростей в сечении $x = l_3$:

$$F_3 = -f(t) \text{ при } x = 0;$$

$$v_2 = v_3 \text{ и } F_2 = F_3 \text{ при } x = l_3.$$

Определив силовую функцию $F = F(t)$, можно найти ускорение в волноводе:

$$a = \frac{2}{c_3(1 + c_{23})}\left[\dot{F}(t) + \sum_{n=1}\left(\frac{1 - c_{23}}{1 + c_{23}}\right)^n \dot{F}\left(t - \frac{2l_3}{c_{03}}n\right)\right].$$

Здесь $c_{23} = \rho_2 c_{02} s_2/(\rho_3 c_{03} s_3)$: ρ_i и s_i — плотность и площадь поперечного сечения стержней *3* и *2*; c_{0i} — скорость звука в них.

Для упругой модели рассчитали ряд ударных нагрузок с наложенными колебаниями при скорости соударения $v_0 = 5$ м/с для промежуточного стержня из эбонита при диаметрах бойка и волновода $D_1 = D_2 = 3{,}5 \cdot 10^{-2}$ м; длине бойка $l_1 = 4 \cdot 10^{-2}$ м; диаметре промежуточного стержня $D_3 = 2{,}3 \cdot 10^{-2}$ м; скорости звука в эбонитовом стержне $c_{03} = 1{,}57 \cdot 10^3$ м/с и его плотности $\rho_3 = 1{,}2 \cdot 10^3$ кг/м.

Установлено (рис. 5, *а*), что изменением длины l_3 промежуточного стержня можно регулировать частоту наложенных колебаний. Уменьшение l_3 ведет к увеличению частоты наложенных колебаний, при этом продолжительность положительной ударной нагрузки практически не изменяется. Кроме того, согласно рис. 5, *б* с увеличением радиуса R_1 закругления бойка увеличиваются и максимальная амплитуда ускорения, и амплитуда наложенных колебаний.

Для формирования ударного ускорения интенсивностью более 10^5 м/с^2 и продолжительностью более 10^{-3} с были разработаны стенды ротационного типа, в которых импульсная нагрузка синусоидальной формы — результат сложения ускорений при сложном движении тела.

Ротационные стенды показали высокую стабильность воспроизведения параметров ударной нагрузки, широкие возможности регулирования пикового значения и продолжительности ударной нагрузки [4].

Рассмотрим возможность формирования на таких стендах ударной нагрузки с наложенными колебаниями. С этой целью можно использовать ударники, выполненные в виде шариков, размещенных в продольных прорезях маятника [5].

На рис. 6 приведена расчетная схема инерционно-импульсного механизма для воспроизведения ударной нагрузки с наложенными колебаниями. Сначала маятник *1* фиксируют так, чтобы испытуемое изделие находилось вблизи оси O_2 вращения платформы *2*, которую разгоняют до определенной угловой скорости. Ударники под действием центробежных сил займут начальное положение в прорезях вблизи оси O_1 вращения маятника. После

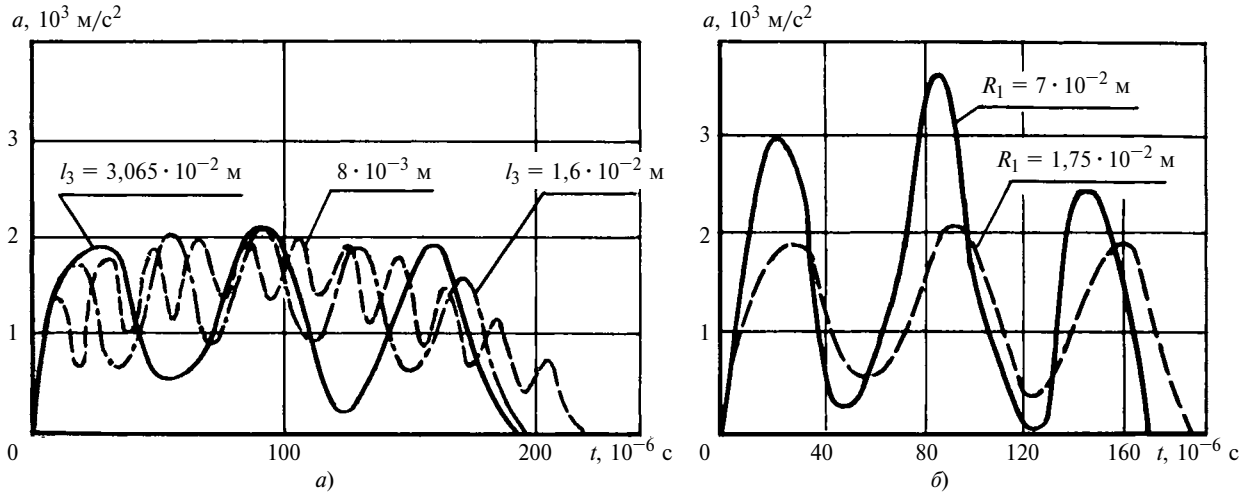


Рис. 5. Зависимости ускорения *a* в волноводе от времени *t* при $R_1 = 175 \cdot 10^{-4}$ м и разных длинах l_3 промежуточного стержня (*а*) и при $l_3 = 3065 \cdot 10^{-5}$ м и разных радиусах R_1 закругления бойка (*б*)

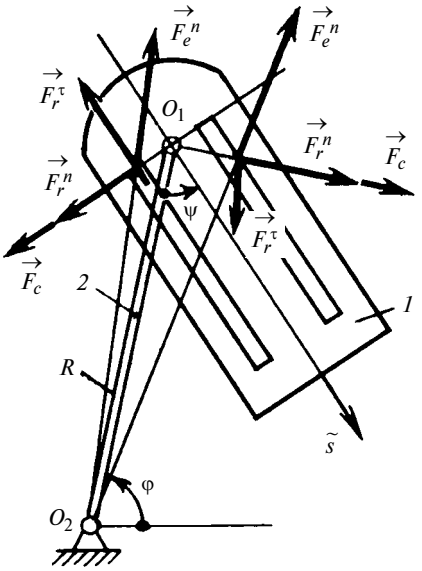


Рис. 6. Расчетная схема инерционно-импульсного механизма для создания ударной нагрузки с наложенными колебаниями

того как достигнута необходимая угловая скорость, осуществляют расфиксацию маятника. При вращении маятника вокруг своей оси ударники под действием центробежных сил движутся по продольным полостям к периферии маятника и при соударении с препятствием (конец прорези) возбуждают продольные колебания в маятнике, которые накладываются на основную компоненту ударной нагрузки.

Механическая система имеет три степени свободы, за обобщенные координаты примем: угол φ поворота платформы; угол ψ поворота маятника вокруг своей оси вращения; координату $\tilde{s}$, определяющую положение ударника и отсчитываемую от линии, перпендикулярной к продольной оси маятника и проходящей через его ось вращения. Предполагая, что вращение платформы равномерно ($\dot{\varphi}$ = const), и пренебрегая силами трения, получим два дифференциальных уравнения движения системы в безразмерном виде:

$$\ddot{\tilde{\psi}} = \frac{(1 + M\tilde{s})\sin\psi - 2M\tilde{s}\tilde{R}\dot{\tilde{s}}(1 + \dot{\tilde{\psi}}) - M\tilde{D}\tilde{R}\tilde{s}(1 + \dot{\tilde{\psi}})^2}{b + M\tilde{s}^2\tilde{R}};$$

$$\ddot{\tilde{s}} = \tilde{s}(1 + \dot{\tilde{\psi}})^2 - \frac{1}{\tilde{R}}\cos\psi - \tilde{D}\ddot{\tilde{\psi}},$$

с начальными условиями (при $\tau = 0$): $\dot{\tilde{\psi}} = 0$, $\psi = \psi_0$, $\tilde{s} = \tilde{s}_0$, $\dot{\tilde{s}} = 0$, где $\tau = \dot{\varphi}t$, $\tilde{D} = D/r$, $M = m_2/m_1$, $\tilde{s} = s/r$, $b = I_{O_1}/(m_1Rr)$, $\tilde{R} = r/R$. Здесь m_1, m_2 — массы соответственно маятника и ударника; R — радиус платформы; r — расстояние от оси вращения маятника до его центра масс; D — расстояние от продольной оси маятника до продольной оси его прорези для ударников; I_{O_1} — момент инерции маятника относительно оси его вращения.

Согласно распределению центробежных сил F_e^n, F_r^n, F_r^τ, F_c по плоскости маятника (см. рис. 6) первыми (слева направо со стороны оси вращения) придут в движение ударники, расположенные слева от продольной оси маятника. Достигнув конца прорези, эти ударники возбуждают в маятнике продольные колебания, которые накладываются на передний фронт ударной нагрузки. При подходе маятника к радиальному положению начинается поочередное движение ударников, расположенных справа от продольной оси маятника. Последовательно достигая конца прорези, ударники возбуждают продольные колебания в маятнике, которые накладываются на задний фронт ударной нагрузки.

Допустим, что для наложения колебаний по всей основной компоненте необходимо сделать пять ударов соответственно при углах отклонения маятника ψ = 60; 120; 180; 240 и 290°.

Выполнив расчет при $M = 0{,}01$; $b = 0{,}3$; $\tilde{R} = 0{,}5$, получили следующие результаты:

ψ° . . .	60	120	180	240	290
$\tilde{D}$ . . .	−0,5	−0,5	−0,5	0,1	0,5/−0,5
$\tilde{s}$	0,5÷0,85	0,2÷0,8	0÷0,65	0÷0,5	0÷1,2/−0,1÷0,7

Полученные данные позволяют определить длину и место расположения прорези для реализации поставленной задачи.

Таким образом, показано, что используя метод ударного возбуждения и в ротационном стенде можно формировать ударную нагрузку с наложенными колебаниями.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Стенды** и устройства для испытаний материалов и специзделий на ударные прочность и устойчивость / В. Г. Атапин, А. И. Родионов, А. А. Рыков и др. // Научный вестник НГТУ. 2009. № 3 (36). С. 87—98.

2. **Перельман Б. Л.** Устойчивость полупроводниковых приборов к воздействию высоких уровней механических нагрузок // Тез. докл. межотраслевой конф. "Проблемы прочности и безотказности изделий при механических воздействиях". Фрунзе: Изд-во ФПИ, 1978. С. 68—70.

3. **Ударные** стенды для испытания малогабаритных изделий / Г. С. Мигиренко, В. Н. Евграфов, А. А. Рыков, В. Ф. Хон. Иркутск: Изд-во Иркутск. ун-та, 1987. 216 с.

4. **Кузьменко О. Ю.** Воспроизведение ударных ускорений на ротационных испытательных установках: Автореф. дис... канд. техн. наук. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 1985. 174 с.

5. **А. с. 1348692 СССР.** Стенд для динамических испытаний изделий.

УДК. 621.81.001.24

С. В. МУРКИН, А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук, М. М. ЕРМОЛАЕВ, Н. Н. КУРАЛИНА (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

Экспериментальное исследование группового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом[1]

Представлены результаты экспериментального исследования влияния податливости контактного шероховатого слоя на распределение нагрузки по винтам группового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом.

Ключевые слова: групповое резьбовое соединение, фланец, жесткость на изгиб, стык, контактная податливость, сила, винт.

The results of experimental research of influence of contact rough layer flexibility on load distribution on screws in threaded cluster joint, loaded by tearing force and tilting moment, are presented.

Keywords: threaded cluster joint, flange, bending stiffness, butt, contact flexibility, force, screw.

Расчет податливости стягиваемых деталей без учета контактных деформаций приводит, по мнению И. А. Биргера и Г. Б. Иосилевича [1, с. 34], к занижению результатов на 20÷30 %. В то же время они полагают, что контактную податливость можно не учитывать при чистоте поверхностей стыка не ниже 5-го класса, т. е. при средней арифметической высоте микронеровностей менее 2,5÷5,0 мкм, и при рабочей нагрузке не более 0,5÷0,6 от силы затяжки.

Задача данного исследования — уточнение влияния контактной податливости стыка при разных средних арифметических высотах микронеровностей контактирующих поверхностей на распределение нагрузки по винтам группового резьбового соединения, нагруженного центральной силой и опрокидывающим моментом, с жесткими на изгиб фланцами.

В работе [2] представлены результаты экспериментального исследования жесткости фланцевых соединений, стянутых винтами, которое заключалось в измерении под нагрузкой $F_r = 1{,}2$ кН прогибов f балок основного исполнения (рис. 1, *а*) и прогибов $f_а$ их аналогов (рис. 1, *б*). Балка основного исполнения состоит из двух частей, стянутых четырьмя винтами М8; сила затяжки каждого винта $F_{зат} = 7$ кН, общая длина $L = 450$ мм, расстояние от силы F_r до стыка резьбового соединения $l_0 = 280$ мм, диаметр фланца $D = 110$ мм, диаметр стержня $d_{ст} = 20$ мм, диаметр окружности расположения винтов $D_в = 80$ мм, т. е. расстояние между винтами $l_в = 57$ мм. Испытывали конструкции с фланцами разной толщины: $h = 10$; 16; 25 мм. Параметр шероховатости контактирующих поверхностей $Ra = 0{,}4$ мкм. Аналоги — цельные балки с габаритными размерами, соответствующими размерам составных балок.

На рис. 2 представлены результаты экспериментов Е. Шлоссера — исследований влияния толщины h фланца на параметры жесткости соединения: для балки основного исполнения параметр $c = F_r/f$; для аналога — $c_а = F_r/f_а$, а также угол φ перекоса стыка. Материал фланцев — сталь (сплошные линии) или чугун (штриховые линии).

При фиксированной толщине h фланцев балок угол φ перекоса стыка определяется выражением

$$\varphi = (f - f_а)/l_0 = F_r(1/c - 1/c_а)l_0.$$

Значения c и $c_а$ определены в работе [2].

Е. Шлоссер [2] пришел к выводу, что при достаточной толщине фланца (для стальных $h_{min} = 16$ мм, для чугунных $h_{min} = 22$ мм) угол φ с увеличением h практически не меняется (см. рис. 2), что указывает на отсутствие искривления и депланации контактной поверхности, т. е. при $h \geqslant h_{min}$ фланцы имеют достаточную жесткость на изгиб.

В рассматриваемом случае при диаметре стягивающих фланцы винтов $d = 8$ мм для фланцев из стали $h_{min}/d = 2$, из чугуна $h_{min}/d = 2{,}75$ и соответственно $l_в/h_{min} \approx 3{,}6$ и 2,6.

В работе [3] предлагается условие отсутствия изгибных деформаций: $2h/(D - d_{ст}) \geqslant 1$.

Экспериментальная установка (рис. 3), разработанная для исследования резьбового соединения *1*, состоит из двух деталей в виде катушек с фланцами высотой $h = 25$ мм, наружным диаметром фланца

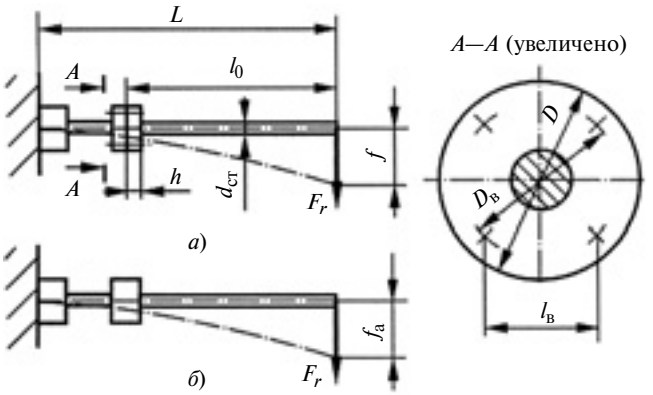


Рис. 1. Схема эксперимента Е. Шлоссера:
а — балка основного исполнения; *б* — ее аналог

[1] Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант 12-08-01-047а.

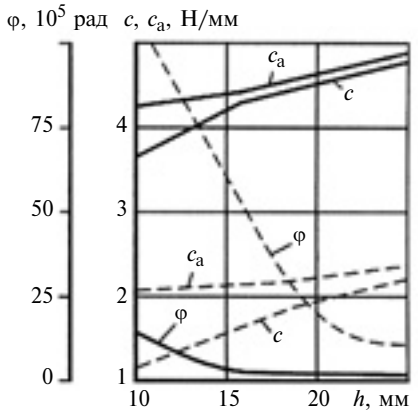


Рис. 2. Зависимость угла φ перекоса стыка и параметров жесткости балок основного исполнения (*c*) и ее аналога ($c_а$) от высоты *h* фланца из стали (——) или чугуна (- - - -)

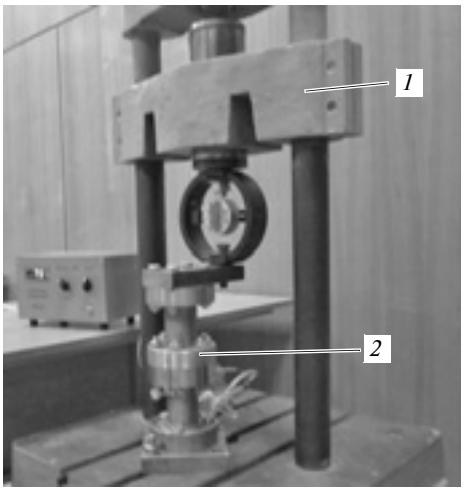


Рис. 3. Экспериментальная установка

D_1 = 100 мм, внутренним диаметром опорной поверхности фланца D_2 = 45 мм, диаметром стержня катушки $d_{ст}$ = 47 мм, диаметром окружности расположения винтов $D_в$ = 75 мм, диаметром отверстия под винт d_0 = 11 мм. Высота фланца обеспечивает жесткость на изгиб, так как $h/d = 2{,}5 > 2$ и $2h/(D_1 - d_{ст}) \approx 1$. Обозначим фланцы одной детали *А* и *Б*, второй — *В* и *Г*. Фланцы двух деталей стягивали шестью винтами М10, три из которых для измерения осевых сил были снабжены тензорезисторами KFG-3-120-C20-11 фирмы Kyowa (Япония), выполненными в виде цилиндра диаметром ≈2 мм, длиной 5 мм; длина базы 3 мм, номинальное сопротивление 120 Ом. Их вклеивали в углубления головок винтов. Тензорезисторы подключали к измерителю деформаций ИТЦ-01. Резьбовое соединение *1* закрепляли на ручном прессе *2* и нагружали эксцентрично растягивающей силой, предварительно выполнив тарировку винтов и затянув их. Первую пару винтов располагали ближе к месту нагружения растягивающей силой, вторую пару — на нейтральной оси фланца, третью — дальше от места нагружения растягивающей силой.

Торцевые поверхности двух деталей (рис. 4) имели разную шероховатость. С помощью профилометра TR220 (Китай) определяли параметр шероховатости *Ra* торцевых поверхностей фланцев: *А* (получена точением) имела *Ra* = 6,3 мкм; *Б* и *В* (получены фрезерованием) — *Ra* = 7,5 и 4,7 мкм соответственно; *Г* (получена точением) — *Ra* = 2,8 мкм. Измерения профилометром проводили на базовой длине 2,5 мм, при этом оценивали шероховатость на длине, равной пяти базовым длинам. Измерения показали, что при обработке точением плоского торца с отверстиями под винты в зоне отверстия высота выступов микронеровностей увеличивается приблизительно на 5 мкм. Поэтому для рассматриваемых поверхностей следует принимать D_1 = 88 мм и D_2 = 60 мм.

Соединение нагружали через кольцевой динамометр одновременно отрывающей силой *F* разной величины (4; 8; 12 кН) и опрокидывающим моментом $M = Fl$, где l = 95 мм. Сила $F_{зат}$ затяжки винтов, создаваемая динамометрическим ключом, составляла 10 или 20 кН. Момент завинчивания вычисляли по формуле

$$T_{зат} = F_{зат}[\mathrm{tg}(\varphi' + \psi)d_2/2 + f_т d_т/2],$$

где $\varphi' = \mathrm{arctg}(f_р/\cos\gamma)$ — приведенный угол трения (здесь $f_р = 0{,}1$ — коэффициент трения в резьбе, $\gamma = 30°$ — угол наклона рабочей грани профиля резьбы); $\psi = \mathrm{arctg}[P/(\pi d_2)]$ — угол наклона винтовой линии по среднему диаметру d_2 резьбы ($d_2 = d - 0{,}5P$); $f_т = 0{,}1$ — коэффициент трения на торце гайки; $d_т = 1{,}2d$ — средний диаметр торца гайки.

Испытания показали, что при первом нагружении резьбового соединения на поверхностях контакта возникают пластические деформации микронеровностей, в результате чего имеет место уменьшение силы затяжки винтов и как следствие увеличение внешней нагрузки, приходящейся на винты. После третьего—четвертого нагружения внешняя нагрузка, приходящаяся на винты, стабилизировалась.

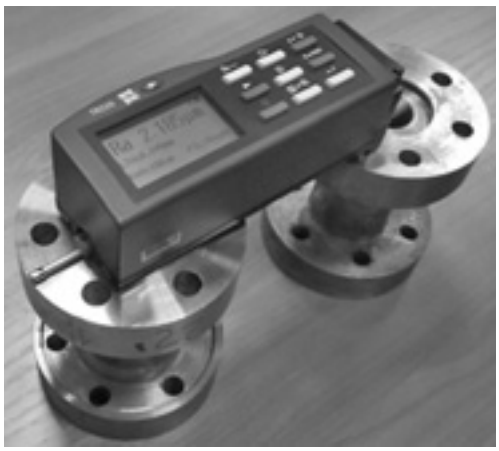


Рис. 4. Определение шероховатости поверхностей профилометром TR220

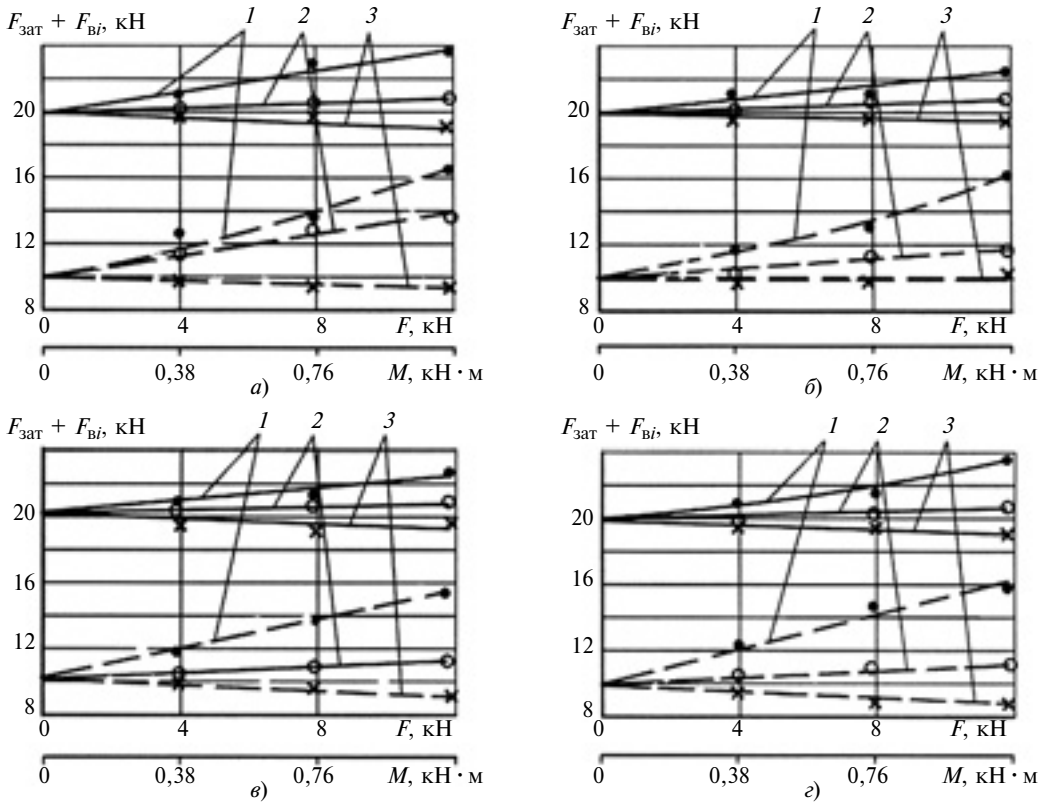


Рис. 5. Зависимости изменения суммарного нагружения ($F_{зат} + F_{вi}$) от отрывающей силы *F* и опрокидывающего момента *M* в первой (*1*), второй (*2*) и третей (*3*) паре винтов при $F_{зат}$ = 10 (----) и 20 кН (——) для стыков *А—В* (*а*); *А—Г* (*б*); *Б—В* (*в*); *Б—Г* (*г*)

При силе затяжки винтов 10 кН и внешней нагрузке 12 кН в стыках фланцев *А* и *В*, *Б* и *Г* зафиксировано раскрытие стыка, т. е. появилась щель вблизи винтов *1*, обнаруживаемая на просвет.

Результаты экспериментов сведены в таблицу и приведены на рис. 5 (поз. *1*, *2* и *3* соответствуют первой, второй и третей паре винтов).

Анализ полученных результатов показал:

1) с уменьшением силы $F_{зат}$ затяжки винта внешние нагрузки, приходящиеся на винты, возрастают, что можно объяснить нелинейностью зависимости сближения контактирующих поверхностей стыка от нагрузки;

2) внешние нагрузки на винты возрастают с увеличением шероховатости контактирующих поверхностей (по той же причине).

Таким образом, было установлено:

1. Толщину фланца можно считать достаточной по условию отсутствия его изгибных деформаций, если она не меньше ширины фланца и составляет не менее 2*d* для фланцев из стали и 2,6*d* для фланцев из чугуна.

2. Пластические деформации микронеровностей, возникающие по поверхностям контакта при первом нагружении резьбового соединения, уменьшают силы затяжки винтов, что увеличивает внешнюю нагрузку на винты, которая стабилизируется после третьего—четвертого нагружения.

$F_{зат}$, кН	*F*, кН	Стык	$F_{в1}$, кН	$F_{в2}$, кН	$F_{в3}$, кН
10	4	*А—В*	2,900	1,513	−0,266
		А—Г	1,833	0,192	−0,130
		Б—В	1,500	0,139	−0,300
		Б—Г	2,083	0,252	−0,353
	8	*А—В*	3,907	3,052	−0,800
		А—Г	3,333	1,057	−0,160
		Б—В	3,500	0,567	−0,500
		Б—Г	4,660	0,592	−1,411
	12	*А—В*	6,580	3,942	−0,800
		А—Г	6,167	1,826	−0,206
		Б—В	5,167	1,084	−1,058
		Б—Г	6,000	1,033	−1,411
20	4	*А—В*	1,008	0,173	−0,266
		А—Г	1,083	0,067	−0,266
		Б—В	0,667	0,063	−0,705
		Б—Г	0,834	0,038	−0,353
	8	*А—В*	2,836	0,224	−0,533
		А—Г	1,073	0,336	−0,800
		Б—В	1,000	0,227	−1,058
		Б—Г	1,667	0,151	−0,706
	12	*А—В*	3,933	0,700	−0,800
		А—Г	2,167	0,480	−0,800
		Б—В	2,333	0,416	−0,353
		Б—Г	3,666	0,504	−1,058

Примечания:

1. У стыков *А—В*, *А—Г*, *Б—Г* диаметры фланцев D_1 = 88 мм и D_2 = 60 мм; у стыка *Б—В* диаметры фланцев D_1 = 100 мм и D_2 = 45 мм.

2. Шероховатость фланцев: *А* — *Ra* = 6,3 мкм; *Б* — *Ra* = = 7,5 мкм; *В* — *Ra* = 4,7 мкм; *Г* — *Ra* = 2,8 мкм.

3. $F_{в1}$, $F_{в2}$, $F_{в3}$ — силы от внешней нагрузки в винтах соответственно первой, второй и третьей пары.

УДК 62-82.001.5

В. Н. МОРОЗОВ, И. Л. КРАСНОЩЕКОВ, кандидаты технических наук (ООО "Техтрансстрой", г. Самара),
Л. А. ПАВЛОВИЧ, Д. Б. КРАСИНСКИЙ, Е. В. МЕЛЬНИКОВ, кандидаты технических наук (СГАУ, г. Самара),
И. Л. ПАВЛОВИЧ (СГАУ), Р. А. КЛИНОВ (ООО "Техтрансстрой"), e-mail: sstend@mail.ru.

Особенности технологических испытаний гидроприводов судоходных гидротехнических сооружений

Разработан специализированный моделирующий комплекс 100-КЭ для отработки гидроприводов при переменных нагрузках, приближенных к реальным силовым воздействиям. Исследован гидропривод с комбинированной частотно-дроссельной системой управления на режимах, близких к эксплуатационным режимам судоходных гидротехнических сооружений.

Ключевые слова: судоходное гидротехническое сооружение, объемный гидропривод, гидроцилиндр, пропорциональный гидроагрегат, испытания, нагрузка.

The "100-КЭ" specialized simulating complex for tryout of hydraulic drives at variable loads, close to realistic force impacts, is developed. The hydraulic drive with combined frequency-throttling control system at modes, close to operational modes of navigational hydraulic structures, is investigated.

Keywords: navigational hydraulic structure, hydrostatic power drive, hydraulic cylinder, proportioning hydraulic unit, tests, load.

В рамках комплексной модернизации судоходных гидротехнических сооружений (СГТС) в Российской Федерации планируется замена механических приводов затворов и ворот шлюзов на объемный гидропривод с прогрессивной автоматизированной системой управления и диагностики [1]. Модернизация проводится с целью увеличения пропускной способности СГТС, повышения надежности составляющих элементов и снижения затрат при эксплуатации и ремонте. Для решения поставленных задач необходимо обеспечить высокие показатели качества гидропривода, что достигается управлением качеством при его проектировании, производстве и эксплуатации, и в частности — оптимизацией технологических испытаний и их методов.

Гидропривод предназначен для открытия, закрытия и удержания рабочих ворот верхних и нижних голов шлюзов, ремонтных ворот и затворов водяных галерей.

Особенность работы гидропривода в составе СГТС — необходимость плавного, синхронизированного перемещения ворот и затворов больших габаритных размеров и масс, которые испытывают значительные статические и динамические нагрузки, в том числе ветровую и волновую. При этом имеют место разные виды трения: покоя, вязкое, квадратичное и т. д. Для перемещения ворот используют два независимых гидропривода, работающих синхронно. Допустимое рассогласование движения штоков гидроцилиндров не должно превышать 0,2 % длины пролета ворот.

Волновая и ветровая внешние нагрузки на ворота содержат значительные пульсационные составляющие. Например, пульсационная составляющая ветровой нагрузки оценивается в 25÷45 % от статической ветровой нагрузки (СНиП 2.01.07—85). При этом высокочастотные возмущения пульсационной нагрузки могут трансформироваться в ударные и низкочастотные колебания гидропривода, которые негативно влияют на работу всей системы, снижая ее надежность: могут вызвать разрушения уплотнений, отрыв поршня от рабочей жидкости и др. [2].

В передаче внешних нагрузок на гидропривод большое значение имеют изменения, происходящие в подвижных соединениях агрегатов, например связанные с взаимным расположением створок ворот нижних голов шлюзов и гидроцилиндров. Поэтому необходимо контролировать величину перекоса створок ворот при их движении. Створку ворот нижних голов шлюзов представим как мно-

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

3. Тензорезистор в виде цилиндра, приклеиваемый в углубление в торце винта, позволяет проводить испытания соединений с винтами меньшего диаметра (М10), чем раньше (М12 и более).

4. Установка в винте тензорезистора KFG-3-120-C20-11 позволяет достаточно точно измерить внешнюю силу, нагружающую винт, но нельзя оценить силу затяжки винта из-за отсутствия в тензорезисторе компенсатора крутящего момента в винте.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. 256 с.
2. **Schlosser E.** Der Einfluss ebener verschraubter Fugen auf das statische Verhalten von Werkzeugmaschinengestellen // Werkstattstechnik und Maschinenbau. 1957. Jg. 47, Heft 1. S. 35—47.
3. **Р 50-54-90—88.** Расчеты и испытания на прочность. Общие требования к расчетам на прочность резьбовых соединений. Рекомендации. М.: ВНИИНМАШ, 1988. 63 с.

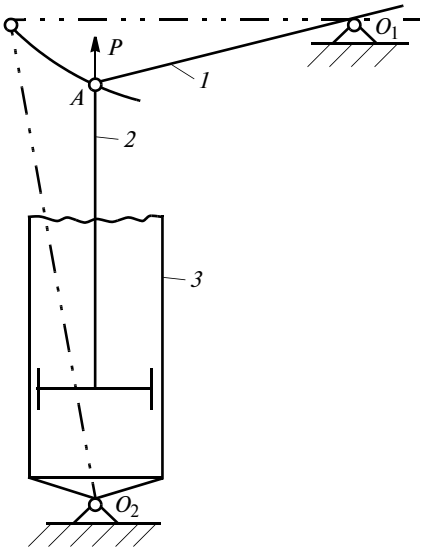


Рис. 1. Кинематическая схема створки ворот нижних голов шлюзов

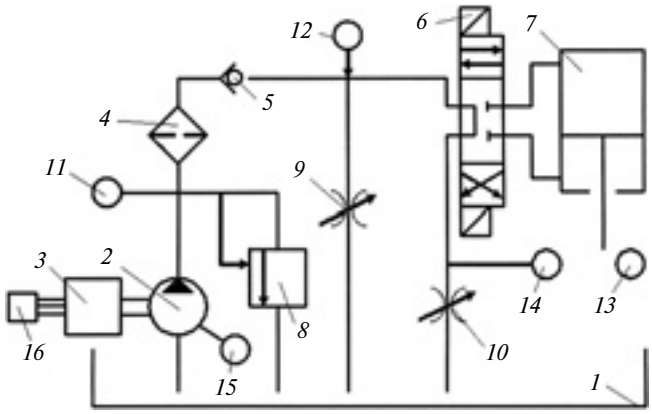


Рис. 2. Гидравлическая схема гидропривода СГТС с комбинированным частотно-дроссельным управлением

гозвенный шарнирный двухопорный механизм, упрощенная кинематическая схема которого приведена на рис. 1. Точка *A*, принадлежащая одновременно створке ворот *1* и штоку *2* гидроцилиндра *3*, перемещается по окружности радиусом AO_1 (траектория точки *A* условно совмещена с плоскостью рис. 1). Поворот створки на шарнирной опоре O_1 приводит к повороту оси гидроцилиндра на шарнирной опоре O_2, изменяя взаимное положение оси гидроцилиндра и створки и, соответственно, усилие, действующее на шток.

В таблице приведены суммарные моменты $M_{p\Sigma}$ на створке ворот нижних голов в зависимости от поворота створки для одного из шлюзов Волжского бассейна при их открытии и усилия на штоке гидроцилиндра, анализ которых показал, что нагрузки на шток гидроцилиндра изменяются на 20÷25 % от их среднего значения.

Рассмотренные особенности нагружения гидропривода СГТС следует учитывать при проектировании, дополнив требования ГОСТ 17411—81, ГОСТ 28988—91 и ГОСТ 31177—2003 специальными требованиями и контролируя их выполнение при технологических и приемочных испытаниях.

В гидроприводе СГТС можно выделить три основных блока [3]: поршневой гидроцилиндр с возвратно-поступательным движением штока, гидравлическую систему питания гидроцилиндра и автоматизированную систему управления с дроссельным, машинным или комбинированным регулированием скорости движения штока. Упрощенная гидравлическая схема гидропривода СГТС с комбинированным частотно-дроссельным управлением приведена на рис. 2.

Рабочая жидкость из бака *1* нерегулируемым насосом *2* с асинхронным электродвигателем *3* через фильтр *4*, обратный клапан *5* и гидрораспределитель *6* подается в одну из полостей гидроцилиндра *7*. Защита гидросистемы высокого давления осуществляется пилотным предохранительным клапаном *8*. Параллельно гидроцилиндру установлен пропорциональный регулятор расхода с гидродросселем *9*, управляемый микроконтроллером. В сливной магистрали гидроцилиндра установлен подпорный клапан *10*. Защита системы от перегрузки и пуск на холостом ходу осуществляются пилотным предохранительным клапаном *8*. Работа гидропривода контролируется датчиками *11*÷*15* разного назначения. Регулирование частоты вращения вала насоса осуществляется частотным преобразователем *16*, управляемым микроконтроллером.

Установочные параметры эксперимента — частота *f* питающего напряжения электродвигателя и сигнал $S_{пр.р}$ на пропорциональном регуляторе расхода; выходные параметры — скорость $v_ш$ штока (поршня) гидроцилиндра и КПД системы.

Ход штока гидроцилиндра гидропривода СГТС — до 10 м и более, диаметр поршня — до 450 мм. Давление рабочей жидкости в полости гидроцилиндра на установившемся режиме достигает 7÷10 МПа; в начале движения поршня при пуске гидропривода возможно повышение давления в 1,5÷2 раза, что приводит к увеличению скорости поршня.

Гидроцилиндр — изделие мелкосерийного производства, поэтому правила его разработки и постановки на производство определяет ГОСТ 15.005—86, общие технические требования — ГОСТ 16514—96,

Параметры нагружения при открытии створки ворот нижних голов шлюза

Параметр	Продолжительность поворота створки, с						
	0	20	40	60	80	100	120
Момент $M_{p\Sigma}$, кН · м	4464	4437	4427	4422	4422	4427	4451
Усилие на штоке гидроцилиндра, кН	907	787	738	760	792	838	905

правила приемки и методы испытаний — ГОСТ 18464—96.

Гидравлические системы гидропривода СГТС комплектуются гидрооборудованием общего пользования: объемными насосами (например шестеренными, аксиально-поршневыми и др.); распределительными, регулировочными, предохранительными и другими агрегатами; фильтрами и т. д., их приемку и технические характеристики устанавливают соответствующие стандарты. Так, объемные насосы гидропривода должны соответствовать техническим требованиям ГОСТ 13823—78. Однако при совместной работе насосов в составе гидропривода из-за их взаимного влияния возможны отклонения технических параметров от установленных ГОСТом [4]. Это можно выявить только при технологических испытаниях или в ходе эксплуатации.

Система управления, как правило, это — автономный электронный комплекс с системами измерения, контроля и вычислительными средствами, в котором применяются только серийно выпускаемые датчики, модули, блоки и приборы с эксплуатационными показателями, соответствующими техническим условиям, принятые к эксплуатации отделом технического контроля и прошедшие метрологические аттестацию и поверки.

Общие требования к системам управления электрооборудования на вновь вводимых, реконструируемых, подвергаемых капитальному ремонту судоходных шлюзах устанавливает ГОСТ Р 54369—2011.

В соответствии с ГОСТ 22976—78 гидропривод СГТС проходит предварительные, приемно-сдаточные, типовые и другие испытания, объемы которых показываются в конструкторской документации. Они, как правило, включают в себя:

проверку комплектности документации;

осмотр гидропривода;

проверку параметров рабочей жидкости;

проверку работоспособности контрольно-измерительной аппаратуры, исполнительных и защитных устройств комплекса;

испытания систем гидропривода на прочность и герметичность;

функционирование гидропривода на холостом ходу;

испытания гидропривода под нагрузкой.

Испытания на определение ресурса, предельных эксплуатационных температур, КПД, продолжительности устойчивости потока и пр. выполняют на базовых моделях гидропривода, используя специальное испытательное оборудование.

При определении таких эксплуатационных показателей, как ресурс и наработка на отказ, необходимо учитывать все возможные нагружения, поэтому моделируют случайные по величине и продолжительности силовые воздействия на шток гидропривода.

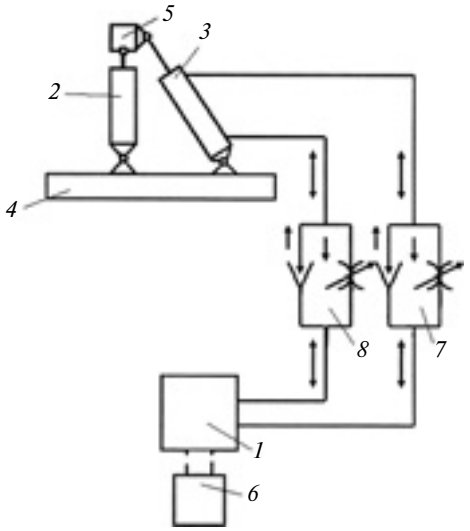


Рис. 3. Гидравлическая схема испытательного комплекса 100-КЭ

Для оптимизации конструкции гидропривода СГТС, установления особенностей технологических испытаний СГТС с разными системами управления (в том числе комбинированными), значимости различных факторов и их влияния на выходные показатели гидропривода в ООО "Технология транспортного строительства" (г. Самара) разработан опытный испытательный комплекс 100-КЭ для отработки гидроприводов СГТС под нагрузкой, а также программы испытаний со ступенчатым, импульсным и другими видами силовых внешних воздействий на шток гидроцилиндра при его перемещении [5].

Испытательный комплекс 100-КЭ изготовлен и смонтирован в лаборатории НИЛ-57 "Гидромеханика" Самарского государственного аэрокосмического университета им. С. П. Королева.

Гидравлическая схема испытательного комплекса 100-КЭ с комбинированной частотно-дроссельной системой управления гидропривода показана на рис. 3. Гидравлическая насосная станция *1* с запорной, регулирующей и распределительной аппаратурой подает рабочую жидкость в испытуемый гидроцилиндр *2* и нагрузочный гидроцилиндр *3*, корпуса которых закреплены на станине *4*, а штоки — на водиле *5*. Управление работой испытательного комплекса осуществляется с пульта управления *6*. Изменение нагрузки на испытуемый гидроцилиндр обеспечивают пропорциональные гидроагрегаты *7* и *8*, оснащенные электроуправлением.

При оппозитном расположении гидроцилиндров *2* и *3* последним (нагрузочным гидроцилиндром) создается осевая нагрузка на шток рабочего гидроцилиндра, а при угловом их расположении — осевая и радиальная нагрузки. Ресурс и наработку на отказ определяют при циклическом нагружении штока рабочего гидроцилиндра, обеспечивая пря-

мой и обратный ход с помощью штока нагрузочного гидроцилиндра.

На пульте управления испытательного комплекса задают номинальные установочные параметры цикла рабочего гидроцилиндра: расход и температуру рабочей жидкости; скорость и ход штока; противодавление в нагрузочном гидроцилиндре. Данные параметры определяют продолжительность цикла и параметры нагружения рабочего гидроцилиндра и его гидросистемы. Система управления испытательного комплекса аналогична системе управления гидропривода СГТС. Дополнительно для каждого цикла испытаний на пульте управления устанавливают параметры отклонения противодавления в полостях нагрузочного гидроцилиндра в виде импульсных, синусоидальных или других форм возмущений разных амплитуд и частот, изменяя параметры пропорциональных гидродросселей в сливной магистрали нагрузочного гидроцилиндра.

После включения насосной станции и выхода на режим испытаний шток испытуемого гидроцилиндра многократно перемещают на заданную длину в обе стороны с нагружением штока нагрузочным гидроцилиндром в соответствии с заданной испытательной программой с помощью устройства управления насосной станции.

Контроль параметров испытания, в частности числа циклов, осуществляется первичными преобразователями с выводом сигналов на программируемое устройство.

Исследования гидропривода с разными системами управления показали следующее:

1. Комбинированный гидропривод с частотно-дроссельным управлением, работающий в ручном и автоматизированном режимах с дистанционным управлением, работоспособен в широком диапазоне скоростей штока гидроцилиндра. На рис. 4, *а* (см. обложку) приведена объемная гистограмма скорости $v_ш$ перемещения штока гидроцилиндра в зависимости от частоты f питающего напряжения электродвигателя и сигнала $S_{пр.р}$ на пропорциональном регуляторе расхода.

2. Наименьшая допустимая частота f составляет 7÷10 Гц. Дальнейшее снижение частоты приводит к прерывистому движению и остановке ротора насоса. Отмечается резкое снижения вращающего момента $M_{вр}$ на валу приводного электродвигателя (рис. 4, *б*).

3. Минимальное изменение частоты f питающего напряжения, обеспечивающее изменение движения штока гидроцилиндра, т. е. порог чувствительности при $f = 20÷50$ Гц составляет $\Delta f = 0{,}2$ Гц (в среднем ≈0,6 %). При дальнейшем снижении частоты f порог чувствительности резко возрастает.

4. В диапазоне частот 20÷50 Гц даже при наличии сброса части рабочей жидкости в бак через пропорциональный регулятор расхода КПД системы составляет более 60 %. При дальнейшем снижении частоты гидропривода КПД резко падает (рис. 4, *в*).

5. Пропорциональный регулятор расхода обеспечивает регулирование подачи рабочей жидкости в полость гидроцилиндра во всем диапазоне работы насоса. Порог чувствительности — 0,1÷0,2 %, что значительно лучше, чем при частотном регулировании. Это делает дроссельное управление предпочтительным в области малых скоростей перемещения штока на переходных режимах.

6. Частичное использование пропорционального регулятора при частотном регулировании на установившемся режиме незначительно влияет на снижение КПД системы. Использование искусственной утечки через регулятор расхода при малых подачах насоса стабилизирует температуру рабочей жидкости, которая составляет 50÷60 °С.

7. Скорость движения штока гидроцилиндра находится в сложной зависимости от частоты питающего напряжения и сигнала, поступающего на регулятор расхода (см. рис. 4, *а*): имеется как минимум две зоны различной крутизны, определяющие условия адаптивности системы управления. Дроссельную систему целесообразно использовать при пуске гидропривода, когда необходимы значительные усилия на шток при минимальной подаче рабочей жидкости в гидроцилиндр. Ввиду кратковременности переходного процесса, связанного с преодолением сил трения покоя, отрыва ворот от порога и других изменяющихся нагрузок, низкий КПД системы существенно не повлияет на энергопотребление. На установившемся режиме целесообразно использовать частотную систему управления.

8. Система управления комбинированного двигателя обеспечивает работу гидропривода при частотно-дроссельном, частотном или дроссельном регулировании, что повышает его надежность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Современные** тенденции модернизации приводов механического оборудования судоходных гидротехнических сооружений/ Д. Е. Бессмертный, В. Н. Морозов, И. Л. Краснощеков, Л. А. Павлович // Гидротехника XXI века. 2011. № 2 (5). С. 42—45.

2. **Дубровский О. Н., Руфен Б. А., Артамонов Н. Н.** Гидравлические приводы судовых механизмов. Л.: Судостроение, 1969. 384 с.

3. **Свешников В. К.** Энергосбережение в современных гидроприводах // РИТМ. 2011. № 6 (29). С. 34—38.

4. **Гидравлический** стенд для совместной отработки узлов системы контроля и управления технологическими процессами / А. Г. Маришин, В. П. Киреев, И. Л. Павлович, Л. А. Павлович // Вестник машиностроения. 2009. № 12. С. 84—86.

5. **Пат. 17541 Рос. Федерации на полезную модель:** МПК F15B 19/00. Стенд для динамических испытаний цилиндров.

УДК 681.2.08

Н. А. МАСЛОВ, канд. техн. наук (Сибирский государственный университет путей сообщения, г. Новосибирск), e-mail: namaslov@mail.ru

Использование продолжительности торможения насоса в качестве диагностического параметра*

Рассмотрена возможность использования продолжительности торможения насоса при его диагностировании. Разработаны стенды с инерционным приводом для испытаний объемных насосов и метод расчета их параметров.

Ключевые слова: насос, инерционный привод, диагностирование, показатель, испытательный стенд.

The opportunity of application of pump braking duration at its diagnosis is considered. The benches with inertia drive for positive displacement pump tests and method of analysis of pump parameters are developed.

Keywords: pump, inertia drive, diagnosis, index, test bench.

Для испытаний объемных насосов предложены стенды с инерционными приводами [1, 2]. Вал насоса соединен с маховиком, угловое замедление $\varepsilon_н$ и момент инерции I определяют вращающий момент на валу насоса:

$$T_н = I\varepsilon_н. \quad (1)$$

Угловое замедление вала насоса при постоянном давлении в напорной линии имеет вид

$$\varepsilon_н = \omega_н/t_т = 2\pi n_н/t_т, \quad (2)$$

где $\omega_н$ и $n_н$ — начальные угловая скорость и частота вращения вала насоса; $t_т$ — время торможения.

Диагностическим параметром, характеризующим общее техническое состояние насоса и эффективность его функционирования, является его полный КПД:

$$\eta_н = \frac{P_{н.вых}}{P_{н.вх}} = \frac{(p_{н.вых} - p_{н.вс})Q_{н.вых}}{T_н\omega_н}. \quad (3)$$

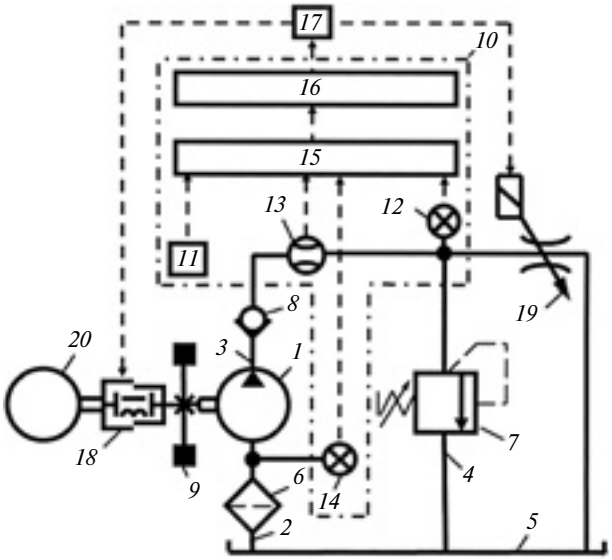
Здесь $P_{н.вых}$ и $P_{н.вх}$ — мощности на выходе (в напорной линии) и входе (на валу) насоса; $p_{н.вых}$ и $p_{н.вс}$ — давления масла в напорной и всасывающей линиях; $Q_{н.вых}$ — расход масла в напорной линии:

$$Q_{н.вых} = q_н n_н \eta_{н.о}, \quad (4)$$

где $q_н$ и $\eta_{н.о}$ — рабочий объем и объемный КПД насоса.

Информативность параметра диагностирования существенно снижается при использовании измерительных средств недостаточно высокого класса точности. Если нет возможности применить измерительные средства высокой точности или это неприемлемо удорожает стенд, следует использовать метод диагностирования с меньшим числом измеряемых величин [3]. Так, в качестве параметра диагностирования можно использовать время $t_т$ торможения.

Для таких испытаний предложен стенд (рисунок) [2], который включает в себя насос *1*; всасывающую (*2*), напорную (*3*) и сливную (*4*) линии; бак *5* с рабочей жидкостью; фильтр *6*, установленный во всасывающей линии *2*; предохранительный клапан *7*, соединенный входом с напорной линией *3*, а выходом — со сливной линией *4*; обратный клапан *8*, установленный между всасывающей и напорной линиями; маховик *9*; измерительную систему *10*, состоящую из датчиков частоты вращения маховика (*11*), давления (*12*) и расхода (*13*) рабочей жидкости, установленных в напорной линии *3* насоса *1* и датчика *14* давления рабочей жидкости, установленного во всасывающей линии *2*. Датчики подсоединены через модуль *15* ввода сигналов (аналого-цифровой преобразователь) к вы-



Стенд для динамических испытаний насосов

* По материалам научно-исследовательской работы "Новые технические средства для испытаний объемных гидромоторов и насосов путевых, строительных и подъемно-транспортных машин", выполняемой по гранту на научные исследования и разработку образовательных программ в Сибирском государственном университете путей сообщения.

числительному устройству *16*, вход управляющего модуля *17* вывода команд (цифроаналоговый преобразователь) соединен с вычислительным устройством *16*, а выход — через управляемую муфту *18* с регулируемым дросселем *19*, установленным в напорной линии насоса *1*. Приводной двигатель *20* соединен через управляемую муфту *18* с маховиком *9* и насосом *1*.

Стенд работает следующим образом. При размыкании муфты *18* возрастающий поток от насоса *3* идет в сливную линию, а убывающий — через предохранительный клапан *7*; при этом маховик *9*, приводящий испытуемый насос, затормаживается.

Сигналы с датчика *11* частоты вращения маховика поступают через модуль *15* ввода сигналов на вычислительное устройство *16*, которое регистрирует установившуюся частоту вращения и определяет продолжительность торможения маховика и насоса.

При подстановке в формулу (3) зависимостей (1), (2) и (4), а также $\eta_н = \eta_{н.о}\eta_{н.гм}$ и $n_{н.т} = n_н\eta_{н.о}$, где $n_{н.т}$ — теоретический полный КПД; $\eta_{н.гм}$ — гидромеханический КПД насоса, получим:

$$\eta_н = \frac{t_т}{n_{н.т}}\frac{1}{k_н}, \qquad (5)$$

где $k_н$ — постоянная величина:

$$k_н = \frac{4\pi^2 I}{(p_{н.вых} - p_{н.вс})q_н}. \qquad (6)$$

Давление на выходе насоса обеспечивается настройкой нагрузочного клапана *7*, а контроль давлений $p_{н.вых}$ и $p_{н.вс}$ — датчиками *12* и *14*.

Вычислительное устройство определяет значение $\eta_н$, по которому судят о качестве изготовления или ремонта насоса, степени его энергетической эффективности.

Рассчитаем требуемый суммарный момент инерции маховых масс инерционного привода насоса. Мощность на валу насоса при установившейся частоте вращения находим по формуле

$$P_{н.вх} = P_{н.вых}/\eta_н = (p_{н.вых} - p_{н.вс})Q_{н.вых}/\eta_н = \\ = T_н\omega_н = I\varepsilon_н 2\pi n_н. \qquad (7)$$

Из выражения (7) с учетом выражений (2) и (4), а также равенств $\Delta p_н = p_{н.вых} - p_{н.вс}$, $\eta_н = \eta_{н.о}\eta_{н.гм}$, $n_{н.т} = n_н\eta_{н.о}$ получим требуемый суммарный момент инерции маховых масс инерционного привода насоса:

$$I = \frac{\Delta p_н Q_{н.вых}}{\varepsilon_н 2\pi\eta_н} = \frac{\Delta p_н q_н t_т}{4\pi^2 n_н^{теор}\eta_н} \approx 0{,}0253\frac{\Delta p_н q_н t_т}{\eta_{н.т}\eta_н}. \qquad (8)$$

Результаты расчетов по формуле (6) для аксиально-поршневых насосов мод. 310.12 и 310.250 при $p_{н.вс} = 0$ и разной продолжительности торможения с номинальной частоты вращения $n_{н.н} = n_{н.т}$ до полной остановки вала приведены в табл. 1.

Результаты расчетов коэффициента $k_н$ по формуле (6) при исходных данных табл. 1 и $p_{н.вс} = 0$ приведены в табл. 2.

Согласно формуле (5) продолжительность торможения вала насоса с начальной частоты до полной остановки находим по формуле

$$t_т = k_н n_{н.т}\eta_н. \qquad (9)$$

Желательно, чтобы в испытательном стенде начальная частота $n_н$ вращения вала насоса была равна или близка к номинальной $n_{н.ном}$. Это можно обеспечить выбором частоты вращения вала электродвигателя.

Таблица 1

Насос	$p_{н.вых}$, МПа	$q_н$, см^3	$n_{н.ном}$, с$^{-1}$	$\eta_н$	Момент инерции маховика I, кг · м^2, при $t_т$, с											
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20
310.12	20	11,6	40	0,91	0,161	0,323	0,484	0,645	0,806	0,968	1,129	1,290	1,451	1,613	2,419	3,225
310.250	20	250	16		8,688	17,376	26,065	34,753	43,441	52,129	60,817	69,505	78,194	86,882	130,323	173,764

Таблица 2

Насос	Значения $k_н$ для маховиков с моментом инерции I из табл. 1 при $t_т$, с											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20
310.12	0,027	0,055	0,082	0,110	0,137	0,164	0,192	0,219	0,247	0,274	0,411	0,548
310.250	0,069	0,137	0,206	0,274	0,343	0,411	0,480	0,548	0,617	0,685	1,028	1,371

Таблица 3

$\eta_н$	Значения $t_т$, с, для насоса мод. 310.12 при $k_н$											
	0,027	0,055	0,082	0,110	0,137	0,164	0,192	0,219	0,247	0,274	0,411	0,548
0,91	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20
0,85	0,932	1,864	2,796	3,728	4,660	5,592	6,524	7,456	8,388	9,320	13,980	18,640
0,68	0,746	1,491	2,237	2,982	3,728	4,474	5,219	5,965	6,710	7,456	11,184	14,912

Результаты расчета времени $t_т$ по формуле (9) при $n_н = n_{н.ном}$ для аксиально-поршневого насоса мод. 310.12 при $\eta_н = 0{,}91$ (паспортное значение), $\eta_н = 0{,}85$ (минимально допустимое значение по ГОСТ 13823—78 [4]) и $\eta_н = 0{,}68$ (предельное состояние [4]) приведены в табл. 3.

Таким образом, полный КПД аксиально-поршневого насоса мод. 310.12 при номинальном давлении 20 МПа находится в диапазоне $\eta_н = 0{,}91 \div 0{,}85$ при торможении маховика с моментом инерции $I = 0{,}484$ кг · м^2 в течение $t_т = 2{,}796 \div 3{,}000$ с и в диапазоне $0{,}85 \div 0{,}68$ при торможении в течение $2{,}237 \div 2{,}796$ с. Не сложно рассчитать $t_т$ для других значений $\eta_т$ в диапазоне $0{,}91 \div 0{,}68$ и по экспериментально определенной продолжительности $t_т$ торможения судить о полном КПД насоса.

Расчетом по формуле (9) установлено, что насос мощностью 1 Вт при номинальном давлении 1 МПа в напорной линии и рабочем объеме 1 см^3 затормозит маховик с моментом инерции 0,025 кг · м^2 и номинальной частотой вращения 1 с$^{-1}$ до полного останова за 1 с, при этом полный КПД насоса условно равен 1, а при торможении маховика за $0{,}848 \div 0{,}908$ с полный КПД находится в диапазоне $0{,}85 \div 0{,}91$ с.

Таким образом, используя инерционный привод в виде маховика, соединенного с валом насоса, и измерительную систему [1] можно определить полный КПД насоса по продолжительности торможения до полного останова вала без применения дорогостоящих устройств для измерения вращающего момента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 117528 на полезную модель Рос. Федерации:** МПК^7 F 04 B 151/00. Стенд для динамических испытаний объемных гидромашин.
2. **Пат. 121312 на полезную модель Рос. Федерации:** МПК^7 F 04 B, 51/00. Стенд для динамических испытаний насосов.
3. **Маслов Н. А., Казаченко Я. О.** Метрологическое обеспечение стенда для испытания насосов с инерционным приводным устройством // Тр. междунар. конф. "Фундаментальные проблемы формирования техногенной среды". Новосибирск: [Б.и.], 2012.
4. **ГОСТ 13823—78.** Гидроприводы объемные. Насосы объемные и гидромоторы. Общие технические требования. М.: Изд-во стандартов, 1985. 8 с.

УДК 621.735.34.001.573

Г. А. ГРОЗИН (НПП "ФОРТ"), А. А. ФИЛАТОВ, д-р техн. наук (ГНЦ ВНИИМЕТМАШ),
А. А. ЖУКОВ (ООО "Строительные и металлургические машины"), О. А. СЕНДОВСКАЯ (ГНЦ ВНИИМЕТМАШ),
Е. А. МАСЛЕННИКОВА (Московский государственный вечерний металлургический институт),
e-mail: smm93@list.ru

Установка для механической обработки рогообразных сердечников

Рассмотрены сложности создания устройств для фрезерной обработки рогообразных сердечников, используемых при изготовлении крутоизогнутых отводов методом горячей протяжки трубных заготовок.

Ключевые слова: рогообразный сердечник, фрезерная обработка, трубная заготовка, крутоизогнутый отвод.

The difficulties at design of devices for milling of cornuted cores, used at production of knuckle bends by hot drawing of tubing blanks method, are considered.

Keywords: cornute core, milling, tubing blank, knuckle bend.

Крутоизогнутые отводы с углом поворота до 180°, изготовленные из углеродистых и легированных сталей, широко применяются в химической, нефтяной, нефтехимической, газовой и других отраслях промышленности.

В отечественной и зарубежной практике наиболее распространенным способом заводского изготовления крутоизогнутых отводов является горячая протяжка трубных заготовок мерной длины по рогообразному сердечнику с последующими горячей объемной правкой и калибровкой отводов. Широкое использование данного способа объясняется

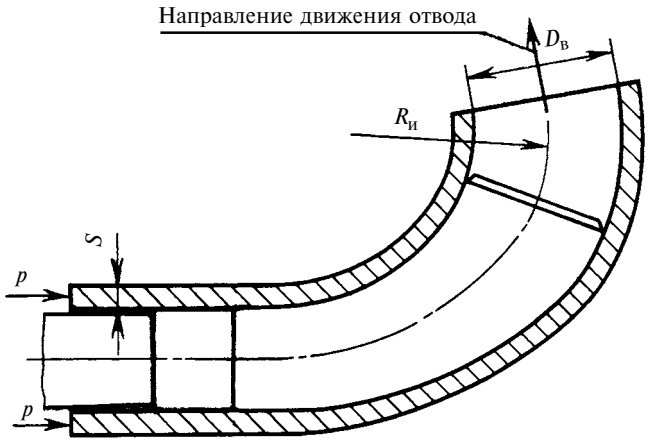


Рис. 1. Схема изготовления отвода горячей протяжкой трубной заготовки по рогообразному сердечнику

тем, что он позволяет получать отводы с малым радиусом кривизны и равной по всему объему изделия толщиной стенки [1].

На рис. 1 приведена схема изготовления отвода горячей протяжкой трубной заготовки силой *p* по рогообразному сердечнику. Горячая протяжка — высокопроизводительный способ, позволяющий изготовлять отводы с внутренним диаметром $D_в = 32 \div 1200$ мм и соотношением $S/D_в = 0{,}02 \div 0{,}11$ мм (S — толщина стенки) при радиусах изгиба $R_и = D_в \div 1{,}5D_в$.

Рассмотрим принципы построения поверхности рогообразного сердечника. Во-первых, задается плоскость симметрии сердечника. В данном случае эта плоскость совпадает с плоскостью чертежа (см. рис. 1). Линии пересечения поверхности сердечника с плоскостью симметрии назовем линиями обвода. Во-вторых, в плоскости симметрии задаются прямые линии и проходящие через эти линии плоскости, перпендикулярные к плоскости симметрии сердечника. Линии пересечения этих плоскостей с поверхностью сердечника представляют собой окружности заданного радиуса, имеющие точки пересечения с линиями обвода.

Заготовку для сердечника получают литьем с припуском под чистовую обработку. Ввиду сложной формы поверхности рогообразного сердечника чистовую обработку осуществляют ручными шлифовальными устройствами. Для того чтобы ручную обработку заменить фрезерованием, на базе токарного станка 1А64 создано устройство, в состав которого входят (рис. 2): станина *1*, шпиндель *2* с четырехкулачковым патроном *3*, задняя бабка *4*, двигатель *5* привода вращения шпинделя и ходового винта, патрон *6* для крепления фрезы *7*, суппорт *8*, каретка *9*, двигатель *10* привода вращения фрезы, ходовой винт *11* поперечного перемещения каретки *9*, ходовой валик *12*, зубчатые пары *13* и *14*, двигатель *15* привода поперечного перемещения каретки *9*, ходовой винт *16* перемещения суппорта *8*, зубчатые колеса *17* коробки подач, датчики *18* и *19* углового положения соответственно шпинделя и ходового винта.

Заготовку *20* сердечника фрезеруют концевой фрезой *7* (преимущественно со сферическим концом). Заготовку зажимают в четырехкулачковых патронах шпинделя *2* и задней бабки *4*. Положение загнутого конца заготовки и начальный угол ее поворота строго регламентированы и определяются положением кулачков патронов шпинделя и задней бабки. Вращение фрезы *7* осуществляется от индивидуального электродвигателя *10*, поперечная подача — индивидуальным приводом поперечного перемещения каретки *9*, продольная подача — продольным перемещением суппорта *8*, механически связанного через зубчатые колеса коробки подач с вращающимся шпинделем *2*.

Таким образом, вращательным движением шпинделя, продольным перемещением суппорта и поперечным перемещением каретки в устройстве обеспечивается трехкоординатное перемещение фрезы относительно обрабатываемой поверхности.

Рассмотрим работу устройства при условии, что в момент начала обработки сердечника ось вращения фрезы находилась в плоскости *A* (см. рис. 2). В качестве независимой изменяющейся координаты принят угол поворота шпинделя *2*. Угловое положение шпинделя, а также число его оборотов с момента начала обработки сердечника измеряется датчиком *18*. Угол поворота ходового винта *16* по-

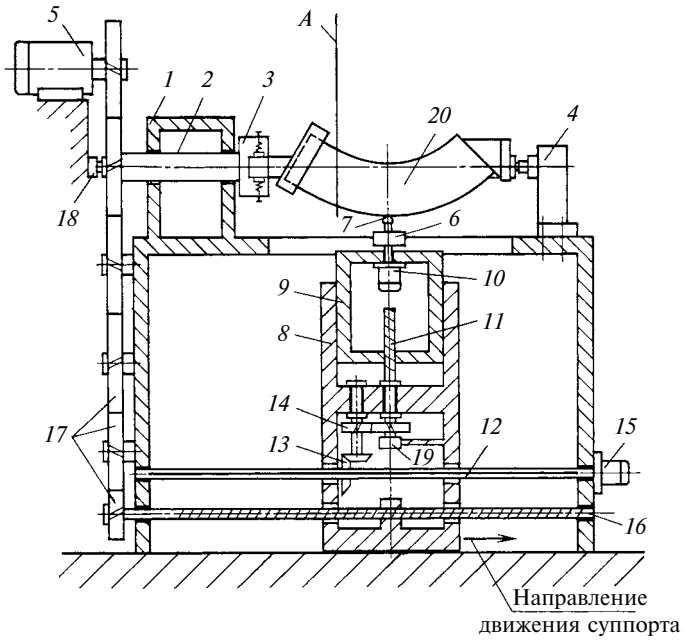


Рис. 2. Кинематическая схема устройства для фрезерной обработки поверхности рогообразного сердечника

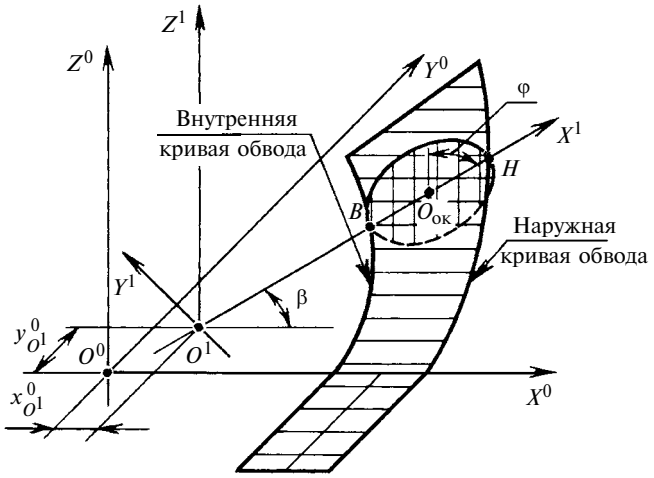


Рис. 3. Расчетная схема для описания поверхности рогообразного сердечника

средством коробки подач связан с углом поворота шпинделя *2*. Поэтому с учетом шага винта продольное перемещение суппорта определяется числом оборотов шпинделя с момента начала обработки и текущим угловым положением шпинделя.

Для обработки вращающейся фрезой *7* со сферическим концом поверхности сердечника необходимо, чтобы в каждый момент времени сферическая поверхность касалась сердечника, причем в точке касания эти поверхности должны иметь общую нормаль [2]. При известном угловом положении шпинделя и известном продольном смещении суппорта *8* такое условие касания можно обеспечить соответствующим поперечным перемещением каретки *9*, которое устанавливается позиционным приводом перемещения каретки, состоящим из электродвигателя *15*, ходового валика *12*, зубчатых передач *13* и *14*, ходового винта *11* перемещения каретки. Параметры для позиционного привода задаются с учетом формы сердечника, текущего перемещения суппорта *8* и текущего углового положения шпинделя *2* с закрепленной в четырехкулачковых патронах заготовкой. Обратную связь в позиционном приводе осуществляет датчик *19* углового положения ходового винта *11* с учетом его шага.

Для задания параметров для позиционного привода перемещения каретки необходима математическая модель заданной поверхности, составленная с учетом известных значений продольного перемещения суппорта и углового положения шпинделя при условии общей нормали в точке касания сферической поверхности фрезы с обрабатываемой поверхностью.

Рассмотрим математическое описание поверхности рогообразного сердечника согласно расчетной схеме, представленной на рис. 3, где $X^0Y^0Z^0$ — неподвижная система координат.

Координатная плоскость X^0Y^0 совпадает с плоскостью симметрии сердечника, в которой задается чертеж обводов сердечника.

Зададим систему координат $X^1Y^1Z^1$: ось Z^1 параллельна оси Z^0, начало координат O^1 находится в плоскости X^0Y^0; β — угол между осью X^1 и осью X^0. Пусть координаты $x^0_{O^1}$ и $y^0_{O^1}$ точки O^1 зависят от угла β. Тогда координаты точки O^1 в системе $X^0Y^0Z^0$ запишем как:

$$\begin{pmatrix} x^0_{O^1} \\ y^0_{O^1} \\ z^0_{O^1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x^0_{O^1}(\beta) \\ y^0_{O^1}(\beta) \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Точка B является точкой пересечения оси X^1 с внутренней кривой обвода. Координаты этой точки также зависят от угла β:

$$\begin{pmatrix} x^1_B \\ y^1_B \\ z^1_B \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x^1_B(\beta) \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Точка H является точкой пересечения оси X^1 с наружной кривой обвода. Координаты этой точки также зависят от угла β.

Запишем координаты точки H в системе $X^1Y^1Z^1$:

$$\begin{pmatrix} x^1_H \\ y^1_H \\ z^1_H \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x^1_H(\beta) \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (3)$$

В соответствии с принципами построения поверхности сердечника линия пересечения этой поверхности с координатной плоскостью X^1Z^1 является окружностью диаметром BH. Тогда с учетом выражений (2) и (3) радиус этой окружности

$$r(\beta) = 0{,}5[x^1_H(\beta) - x^1_B(\beta)], \quad (4)$$

а координаты центра $O_{ок}$ имеют вид:

$$\begin{pmatrix} x^1_{O_{ок}} \\ y^1_{O_{ок}} \\ z^1_{O_{ок}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0{,}5[x^1_H(\beta) + x^1_B(\beta)] \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (5)$$

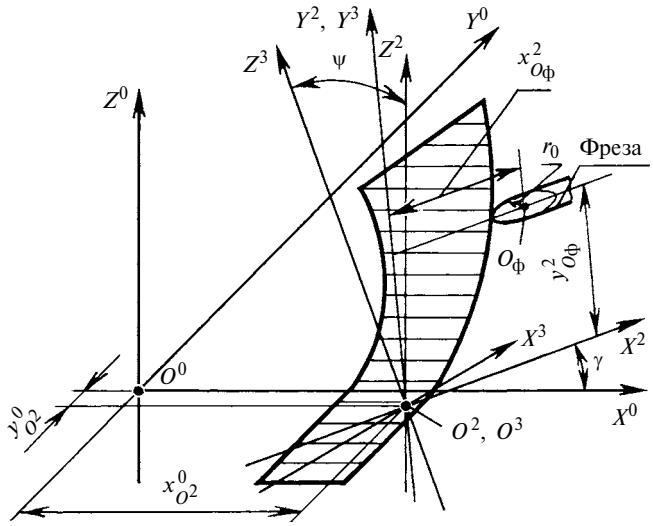


Рис. 4. Расчетная схема для описания контакта поверхностей фрезы и рогообразного сердечника

С учетом выражений (4) и (5) можно записать параметрическое уравнение окружности (параметр φ) в системе координат $X^1Y^1Z^1$:

$$\begin{pmatrix} x^1 \\ y^1 \\ z^1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x^1_{O_\text{ок}}(\beta) + r(\beta)\cos\varphi \\ 0 \\ r(\beta)\sin\varphi \end{pmatrix}. \quad (6)$$

С учетом выражений (1) и (6) запишем уравнения этой окружности в системе координат $X^0Y^0Z^0$:

$$\begin{pmatrix} x^0 \\ y^0 \\ z^0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x^0_{O^1} \\ y^0_{O^1} \\ z^0_{O^1} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \cos\beta & -\sin\beta & 0 \\ \sin\beta & \cos\beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x^1 \\ y^1 \\ z^1 \end{pmatrix}. \quad (7)$$

Угол β в уравнениях (7) можно рассматривать как параметр. Таким образом, координаты x^0, y^0, z^0 являются функциями двух независимых параметров β и φ. В этом случае система уравнений (7) является системой уравнений поверхности рассматриваемого сердечника, записанной в параметрическом виде в системе координат $X^0Y^0Z^0$.

Ось вращения заготовки сердечника, установленной на токарном станке, лежит в плоскости симметрии заготовки. На рис. 4 эта ось представлена координатной осью X^2 неподвижной системы координат $X^2Y^2Z^2$, жестко связанной со станком. Координатная ось Z^2 параллельна координатной оси Z^0 системы $X^0Y^0Z^0$. Начало координат O^2 лежит в плоскости координат X^0Y^0 и имеет координаты $x^2_{O^2}$, $y^0_{O^2}$. Углы между координатными осями X^2 и X^0, а также между осями Y^2 и Y^0 равны γ.

Наряду с неподвижной системой координат $X^2Y^2Z^2$, жестко связанной со станком, рассмотрим подвижную систему координат $X^3Y^3Z^3$, жестко связанную с вращающимся сердечником. Координатные оси Y^2 и Y^3 совпадают и соответственно точки O^2 и O^3 также совпадают. Взаимное расположение систем координат $X^2Y^2Z^2$ и $X^3Y^3Z^3$ определяется переменным углом ψ между осями Z^2 и Z^3.

С учетом системы уравнений (7) в подвижной системе координат $X^3Y^3Z^3$ запишем в параметрическом виде (параметры β, φ) систему уравнений поверхности сердечника:

$$\begin{pmatrix} x^3 \\ y^3 \\ z^3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -x^0_{O^2} \\ -y^0_{O^2} \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \cos\gamma & \sin\gamma & 0 \\ -\sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x^0 \\ y^0 \\ z^0 \end{pmatrix}. \quad (8)$$

Учитывая уравнения (8), запишем систему уравнений поверхности сердечника в неподвижной системе координат $X^2Y^2Z^2$:

$$\begin{pmatrix} x^2 \\ y^2 \\ z^2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\psi & 0 & -\sin\psi \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin\psi & 0 & \cos\psi \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x^3 \\ y^3 \\ z^3 \end{pmatrix}. \quad (9)$$

При каждом фиксированном значении угла ψ поворота шпинделя станка система уравнений (9) описывает в параметрическом виде (параметры β, φ) поверхность обрабатываемого сердечника.

Поверхность сердечника обрабатывается фрезой со сферическим концом радиусом $r_\text{ф}$ (см. рис. 4). Центр $O_\text{ф}$ сферы перемещается в плоскости X^2Y^2. Координаты $x^2_{O_\text{ф}}$ и $y^2_{O_\text{ф}}$ этого центра определяются продольным перемещением суппорта станка и поперечным перемещение каретки.

Так как сферическая поверхность конца фрезы касается поверхности сердечника, для определения координат центра сферы необходимо построить вспомогательную поверхность, каждая точка которой отстоит по нормали от поверхности обрабатываемого сердечника на расстоянии $r_\text{ф}$. С учетом

системы уравнений (9) запишем систему уравнений вспомогательной поверхности в параметрическом виде [2]:

$$\begin{pmatrix} x_{\text{в}}^2 \\ y_{\text{в}}^2 \\ z_{\text{в}}^2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x^2 \\ y^2 \\ z^2 \end{pmatrix} + \frac{r_{\text{ф}}}{\sqrt{a^2+b^2+c^2}} \begin{pmatrix} a \\ b \\ c \end{pmatrix}, \qquad (10)$$

где $a = \frac{\partial y^2}{\partial \beta}\frac{\partial z^2}{\partial \varphi} - \frac{\partial y^2}{\partial \varphi}\frac{\partial z^2}{\partial \beta}$; $b = \frac{\partial z^2}{\partial \beta}\frac{\partial x^2}{\partial \varphi} - \frac{\partial z^2}{\partial \varphi}\frac{\partial x^2}{\partial \beta}$; $c = \frac{\partial x^2}{\partial \beta}\frac{\partial y^2}{\partial \varphi} - \frac{\partial x^2}{\partial \varphi}\frac{\partial y^2}{\partial \beta}$.

Центр сферического конца фрезы лежит на линии пересечения вспомогательной поверхности (10) с неподвижной координатной плоскостью X^2Y^2. Уравнение линии пересечения можно получить, подставив $z_{\text{в}}^2 = 0$ в третье уравнение системы (10). Кроме того, подставив заданный угол φ поворота шпинделя станка и связанное с этим углом горизонтальное перемещение $y_{\text{в}}^2 = y_{O_{\text{ф}}}^2$ суппорта станка, получим систему трех уравнений, из которой можно определить горизонтальное перемещение $x_{\text{в}}^2 = x_{O_{\text{ф}}}^2$ каретки:

$$\begin{pmatrix} x_{O_{\text{ф}}}^2 \\ y_{O_{\text{ф}}}^2 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x^2 \\ y^2 \\ z^2 \end{pmatrix} + \frac{r_{\text{ф}}}{\sqrt{a^2+b^2+c^2}} \begin{pmatrix} a \\ b \\ c \end{pmatrix}. \qquad (11)$$

Из второго и третьего уравнений системы (11) при известных значениях угла ψ поворота шпинделя и горизонтального перемещения $y_{O_{\text{ф}}}^2$ суппорта определим независимые параметры β и φ. Подставив в первое уравнение системы (11) известные величины ψ, β и φ, вычислим горизонтальное перемещение $x_{O_{\text{ф}}}^2$ каретки, т. е. задание, которое должен отработать позиционный привод поперечного перемещения каретки.

Изложенная методика расчета задания для позиционного привода поперечного перемещения каретки предполагает фрезеровку сердечника за один проход. Как правило, для получения окончательных размеров необходимо выполнить несколько проходов. Число проходов зависит от припуска литой заготовки.

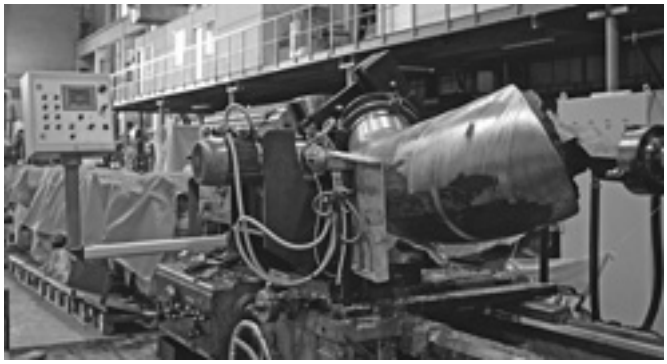


Рис. 5. Установка для обработки поверхности рогообразного сердечника

Если выполняемый проход не является окончательным, необходимо скорректировать значение $x_{O_{\text{ф}}}^2$ поперечного перемещения каретки. Это можно сделать двумя способами.

Во-первых, в качестве задания для позиционного привода поперечного перемещения каретки можно вместо величины $x_{O_{\text{ф}}}^2$ использовать $x_{1O_A}^2 = x_{O_{\text{ф}}}^2 + x_{\text{п}}$, где $x_{\text{п}}$ — приблизительный припуск на обработку сердечника. При этом фактически оставшийся припуск не будет равномерно распределен по всей поверхности обрабатываемой заготовки.

Во-вторых, в качестве задания для позиционного привода поперечного перемещения каретки можно использовать значение $x_{O_{\text{ф}}}^2$, вычисленное по зависимости (11) после подстановки в нее вместо радиуса $r_{\text{ф}}$ величины $r_{\text{фп}} = r_{\text{ф}} + x_{\text{п}}$, которая представляет собой скорректированный радиус фрезы. В этом случае величина $x_{\text{п}}$ — это припуск, равномерно распределенный по всей поверхности заготовки.

Изложенный принцип обработки рогообразных сердечников реализован при обработке поверхности рогообразного сердечника (рис. 5), используемого при изготовлении крутоизогнутых отводов с диаметром проходного сечения 630 мм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Тавастшерна Р. И.** Процесс изготовления крутоизогнутых отводов горячей протяжкой до рогообразному сердечнику // Кузнечно-штамповочное производство. 1988. № 4. С. 18—22.

2. **Корн Г., Корн Т.** Справочник по математике. М.: Наука, 1984. 832 с.

УДК 629.4.001.57

И. К. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук (Вологодский государственный университет),
e-mail: alex@mh.vstu.edu.ru

Поезда модульного типа на основе электровозов

Предложены технические решения для первого этапа реализации грузовых перевозок железнодорожными поездами модульного типа.

Ключевые слова: грузовая перевозка, модульный подвижной состав.

The technical solutions for the first stage of realization of freight traffic by railway trains of modular type are suggested.

Keywords: freight traffic, modular rolling stock.

На опубликованное в работах [1—3] теоретическое обоснование технического предложения использовать для грузовых перевозок тяжеловесные поезда модульного типа получены как положительные, так и отрицательные отзывы, что естественно, когда предлагается решение, выходящее за рамки привычного.

Наибольший интерес представляют негативные отзывы оппонентов, так как помогают автору рассмотреть вопрос под иным углом зрения. Критические комментарии можно разбить на две группы: в одних предполагается, что применение поездов модульного типа возможно только в далеком будущем из-за конструктивной и технологической сложности, в других утверждается, что предлагаемое решение в принципе неприемлемо, а проблему использования тяжеловесных поездов следует решать применением супермощных локомотивов.

В настоящей статье покажем несостоятельность негативного отношения к использованию поездов модульного типа. Прежде всего обратим внимание на то, что ни один из оппонентов не опровергает адекватность представленных в работах [1—3] теоретических зависимостей! И это понятно, ведь они основаны на известных физических законах. Следовательно, для решения вопроса необходима экспериментальная проверка эффективности разработанных теоретических моделей.

Сравним указанные возможные варианты развития тяжеловесных поездов. Традиционная (принятая в ОАО "РЖД") схема развития путем установки впереди состава локомотива все большей и большей мощности неизбежно приведет не только к увеличению вероятности растяжки поездов и превышению допустимой величины сцепления колесных пар локомотива [4], но и к обрыву сцепного устройства или деформации нижней рамы первых вагонов, которые рассчитаны на определенные растягивающие и ударные нагрузки.

Модульная технология создания тяжеловесных составов позволяет сохранить (или даже уменьшить) тяговую нагрузку на сцепное устройство. При этом можно комплектовать состав любой грузоподъемности, не вступая в противоречие с законами физики, определяющими коэффициент сцепления колесной пары, не увеличивая осевую нагрузку, секционную мощность и массу головного локомотива — показатели, увеличение которых существенно снижает долговечность и надежность рельсовых путей. Кроме того, обеспечиваются возможность увеличения мощности энергоустановок поезда пропорционально его грузоподъемности и продольная устойчивость поезда при торможении с использованием энергоустановки модулей рекуперативного электродинамического процесса торможения.

Реализация указанных преимуществ может снизить удельные энергозатраты на перевозку грузов в 2 раза.

Заметим, что в Австралии уже используется супертяжеловесный модульный поезд с восемью локомотивами, равномерно распределенными по длине состава (т. е. применяются 8 модулей), который состоит из 682 вагонов [5].

Следовательно, уже сегодня можно осуществлять реализацию схемы модульного тяжеловесного подвижного состава на основе существующих локомотивов, предварительно проанализировав ее энергоэкономическую эффективность. Отметим, что на первом этапе освоения модульной технологии не требуются дорогостоящие экспериментальные исследования; в подтверждение этому ниже рассмотрены два варианта возможной реализации этой технологии в современных условиях, не требующие материальных затрат.

Но сначала остановимся на одном из главных аспектов (см. работы [1—3]) эффективности модульных составов.

Теоретически и экспериментально доказано, что в последовательной кинематической цепи (КЦ), в данном случае в железнодорожном составе из последовательно соединенных вагонов, имеет место нелинейное увеличение фрикционных потерь при удлинении состава [6, 7]. Поэтому суммарный КПД сцепного устройства длинного состава с одним головным локомотивом всегда ниже КПД сцепного устройства модулей, из которых скомплектован состав с таким же числом вагонов. При этом КПД сцепного устройства модуля однозначно определя-

ет и суммарный КПД сцепного устройства всего модульного состава.

При анализе используем условную тяговую единицу (ТЕ) измерения — безразмерную величину, соответствующую тяговому усилию, необходимому для транспортирования одного груженого вагона с заданной скоростью по горизонтальному участку пути с учетом потерь на аэродинамическое сопротивление, перекатывание колесных пар и в их подшипниках, в подрессоренной вагонной тележке.

Усилие тяги, необходимое для транспортирования N вагонов принимаем за показатель, определяющий полезную работу, выполняемую локомотивом [3]: $T_п = N \times 1$, ТЕ. Поэтому в расчетах принимаем условие:

$$T_п = N. \quad (1)$$

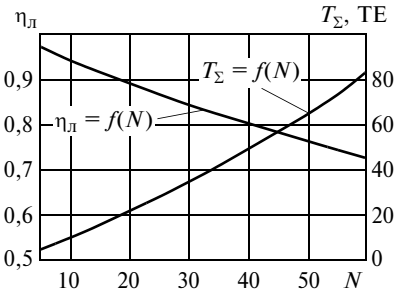
Суммарное тяговое усилие T_Σ на локомотиве определяется суммой усилий T_i на транспортирование каждого (i-го) вагона с учетом фрикционных потерь, возникающих в сцепном устройстве под действием этого усилия при передаче его по данному элементу кинематической цепи. С учетом T_i, принимая величину $\eta_{сц}$ в качестве КПД сцепного устройства, запишем уравнение суммарного тягового усилия на локомотиве:

$$T_\Sigma = T_1 + T_2 + T_3 + ... + T_i + ... + T_N = \\ = \frac{1}{\eta_{сц}} + \frac{1}{\eta_{сц}^2} + \frac{1}{\eta_{сц}^3} + ... + \frac{1}{\eta_{сц}^i} + ... + \frac{1}{\eta_{сц}^N} = \\ = \sum_{i=1}^{N} \frac{1}{\eta_{сц}^i}. \quad (2)$$

На основе равенств (1) и (2) определим КПД сцепного устройства поезда:

$$\eta_л = \frac{N}{T_\Sigma} = \frac{N}{\sum_{i=1}^{N} \frac{1}{\eta_{сц}^i}}. \quad (3)$$

В таблице и на рисунке приведены результаты энергетического расчета сцепного устройства грузового поезда по уравнениям (2) и (3).



Зависимости КПД $\eta_л$ сцепного устройства поезда и тягового усилия T_Σ на локомотиве от числа N вагонов в составе

Ввиду отсутствия по объективным причинам возможности для проведения натурных исследований по определению фрикционных потерь в сцепном устройстве поезда при расчетах принята минимально возможная величина относительных фрикционных потерь для элемента КЦ. Согласно экспериментальным данным минимальные относительные потери в паре трения для шарикоподшипника составляют 1 % от передаваемой нагрузки, т. е. КПД подшипника качения равен 0,99. Допустим, что и сцепное устройство вагонов имеет аналогичную энергетическую эффективность.

Согласно установленным зависимостям рассматриваемая КЦ энергетически иррациональна: увеличение тягового усилия и, соответственно, числа транспортируемых вагонов приводит к снижению КПД энергоустановки (ЭУ), так как значительная часть ее энергии затрачивается на преодоление непроизводительных потерь в сцепном устройстве. Возникает парадокс: **чем больше мощность ЭУ, тем большее число вагонов в составе требуется для реализации этой мощности и тем ниже энергетическая эффективность удлиняющейся КЦ.** С применением модульной схемы комплектования железнодорожного состава этот недостаток существенно нивелируется [1—3].

Рассмотрим конкретные примеры.

Пример 1. Электровозы, используемые для грузовых перевозок, состоят из двух абсолютно симметричных секций, поэтому их можно разделить на два модуля. Рассмотрим преимущества данной схемы комплектования грузового поезда.

Энергетические характеристики сцепного устройства грузового поезда при $\eta_{сц}$ = 0,99

Характеристика	Число вагонов в составе							
	5	10	20	30	40	50	60	170*
Суммарное тяговое усилие, ТЕ	5,15	10,57	22,26	35,19	49,48	65,29	82,76	452,1
КПД сцепного устройства $\eta_л$	0,970	0,946	0,898	0,833	0,808	0,766	0,725	0,376

* Число вагонов, транспортируемых газотурбовозом ГТ1-001.

Определим энергетические характеристики ЭУ локомотива, обеспечивающей тягу 60 груженых вагонов по традиционной схеме:

суммарное тяговое усилие локомотива по формуле (2)

$$T_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{60} \frac{1}{0{,}99^{i}} = 82{,}76 \text{ ТЕ};$$

КПД сцепного устройства поезда по формуле (3)

$$\eta_{л} = \frac{60}{\sum_{i=1}^{60} \frac{1}{0{,}99^{i}}} = 0{,}725.$$

Определим энергетические характеристики модуля, обеспечивающего тягу 30 вагонов:

суммарное тяговое усилие модуля

$$T_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{30} \frac{1}{0{,}99^{i}} = 35{,}19 \text{ ТЕ};$$

КПД сцепного устройства модуля

$$\eta_{м} = \frac{30}{\sum_{i=1}^{30} \frac{1}{0{,}99^{i}}} = 0{,}853.$$

Как отмечалось в работах [1—3], КПД сцепного устройства модуля однозначно определяет и КПД сцепного устройства всего поезда из этих модулей, что очевидно и из представленного выше расчета: для перемещения поезда одним локомотивом требуется тяговое усилие 82,76 ТЕ, в то время как общее тяговое усилие двух модулей 2 × 35,19 = 70,38 ТЕ. Таким образом, экономия энергии от использования модульного поезда составит почти 13 %. Суммарную потребляемую электрическую мощность на ЭУ поезда можно измерить при первом и втором вариантах подвижного состава. По потребляемой электрической мощности методом обратного пересчета легко определить неизвестную до сих пор величину $\eta_{сц}$.

Пример 2. В настоящее время в России уже имеется небольшой опыт комплектования тяжеловесного состава с использованием спарки двух локомотивов, т. е. по сути используется четырехсекционный электровоз, что позволяет составить поезд из четырех модулей.

Проведем энергетические расчеты.

Сначала определим энергетические характеристики энергоустановки локомотива, обеспечивающего тягу тяжеловесного поезда, составленного из 120 груженых вагонов по традиционной схеме.

Суммарное тяговое усилие головной энергоустановки

$$T_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{120} \frac{1}{0{,}99^{i}} = 234{,}02 \text{ ТЕ}.$$

КПД сцепного устройства поезда с головным локомотивом

$$\eta_{л} = \frac{120}{\sum_{i=1}^{120} \frac{1}{0{,}99^{i}}} = 0{,}51277.$$

Тяговое усилие ЭУ одного модуля T_{Σ} = 35,19 ТЕ (см. выше). Суммарное тяговое усилие ЭУ модульного поезда $T_{\Sigma м} = 4T_{\Sigma}$ = 140,76 ТЕ, КПД сцепного устройства модуля равно КПД модульного поезда:

$$\eta_{м} = \frac{30}{\sum_{i=1}^{30} \frac{1}{0{,}99^{i}}} = 0{,}85252.$$

Согласно выполненному расчету экономия энергии при втором варианте комплектования поезда при заданном КПД сцепного устройства составляет около 40 %.

Как видим, четырехмодульный состав является очень чувствительной "лабораторной установкой", которая позволяет зафиксировать наличие фрикционных потерь в сцепке, даже когда они не превышают 1 %.

Допустим, что КПД сцепки составляет абсолютно фантастическую величину, равную 0,995! Тогда КПД сцепного устройства поезда из 100 вагонов, составленного по традиционной схеме, будет 76,8 %, а по модульной — 93,6 %.

Как отмечалось выше, одним из преимуществ модульной схемы является существенное снижение нагрузки на одну ведущую (тяговую) ось энергетического блока при тяге состава на установившейся скорости, а следовательно, образование резерва по сцеплению этой оси с рельсом при электродинамическом торможении во время торможения состава или движения его под уклон. Тем самым существенно повышается вероятность использования рекуперации энергии торможения в контактную сеть постоянного тока. В связи с этим обратим внимание разработчиков электрооборудования для энергообеспечения железных дорог [8] на то, что процесс торможения поезда в несколько раз более скоротечен, чем процесс его разгона, а инерционные силы, как известно, определяются величиной ускорения. Поэтому простейшим расчетом можно показать, что силы инерции, возникающие при торможении супертяжелого поезда, многократно пре-

вышают силы сцепления головного локомотива, а следовательно, применение электродинамического торможения в этом случае технически нереально.

Кроме того, нет возможности тормозить состав за счет головного локомотива и по условиям безопасности движения, так как при этом (особенно при движении по кривой) поезд может потерять продольную устойчивость.

При модульной схеме указанные недостатки практически исключаются. К тому же при разработке модуля можно оптимизировать соотношение допустимой суммарной массы вагонов и сцепных свойств энергетического блока таким образом, чтобы электродинамическое торможение было обеспечено в достаточно широком диапазоне. Естественно, что этот эффект автоматически распространится на весь тяжеловесный состав, сформированный из оптимизированных модулей. Заметим, что с целью увеличения продольной устойчивости поезда при электродинамическом торможении рационально энергетический блок последнего модуля сместить ближе к хвостовой части состава и именно отсюда начинать электродинамический и весь последующий процесс торможения.

Отметим, что супердлинный состав, ведомый головным локомотивом, имеет очень серьезную проблему при торможении (см. работу [9]), связанную именно с потерей продольной устойчивости поезда, в результате чего существенно увеличивается тормозной путь и снижается производительность перевозочного процесса, При модульной схеме вследствие высокой управляемости торможением состава этот недостаток полностью исключается.

Итак, по мнению автора, принятое руководством ОАО "РЖД" направление повышения производительности грузовых железнодорожных перевозок путем использования локомотивов увеличенной мощности с повышенными осевыми нагрузками имеет ограниченные перспективы и не обеспечит принципиального решения проблемы. Рассмотрим конкретное техническое решение развития данного направления.

В настоящее время практически подготовлен к эксплуатации самый мощный в мире газотурбовоз ГТ1-001 (установленная мощность 8300 кВт) [9], который по экспериментальным исследованиям разработчиков обеспечивает тягу 170 вагонов. Однако согласно представленной методике расчетов нельзя надеяться на высокую энергетическую эффективность такого поезда (см. таблицу). При этом сохраняются и все рассмотренные выше недостатки, связанные с эксплуатацией сверхмощного локомотива (см. работы [1—3]).

На разработку газотурбовоза уже затрачено несколько миллиардов рублей государственных средств и потребуется еще немало средств для реального внедрения этого локомотива в эксплуатацию, так как необходимо сформировать дорогостоящую инфраструктуру.

На газотурбовозе используется сжиженный природный газ (СПГ), разовая заправка которого обеспечивает запас хода поезда до 750 км. Следовательно, по всей магистрали, где будут применяться газотурбовозы, необходимо установить заправочные станции, т. е. потребуется сеть газопроводов и соответствующее число криогенных установок для сжижения природного газа, для чего необходимы достаточно мощные стационарные электростанции.

Процесс многоступенчатого сжатия природного газа с последующим сжижением в криогенных установках весьма энергоемок: на него затрачивается примерно 25 % энергии, запасенной в самом сжиженном продукте. Соответственно, на столько же дополнительно снижается энергоэффективность грузоперевозок с использованием турбовозов.

Потребность в применении этого вида топлива на мобильном транспортном средстве вполне объяснима: так как объем газа после сжижения уменьшается в 600 раз, то энергоустановка становится более компактной. Российские конструкторы создали довольно прогрессивное техническое устройство, которое, вероятнее всего, найдет применение на железной дороге. Все же проанализируем экономическую эффективность данного технического решения.

Мы остановились на том, что обеспечили подачу природного газа к железнодорожной магистрали и установили около нее электростанцию. Но ведь стационарная электростанция вполне может работать на обычном (несжиженном) газе. Возникает вопрос: нужны ли в данной ситуации, мягко говоря, не очень эффективные газотурбовозы, требующие именно СПГ? При наличии вблизи железнодорожной магистрали природного газа напрашивается другое, гораздо более эффективное с энергетической и особенно экономической точек зрения решение:

1) стационарная электростанция, минуя процесс сжижения газа (т. е. сэкономив 25 % его энергетического ресурса), вырабатывает электроэнергию;

2) эта электроэнергия подается в обычную контактную сеть;

3) тягу поездов обеспечивают обычные электровозы, на которых отсутствуют взрывоопасная емкость с СПГ, газовая турбина и генераторная установка и которые, соответственно, в несколько раз дешевле газотурбовоза;

4) применяется модульная схема комплектования подвижного состава, обеспечивающая энергоэффективное транспортирование поездов любой грузоподъемности (в том числе и супертяжеловесных).

Наконец, обратимся к практике эксплуатации стационарных энергетических установок. Электростанции мощностью ≈10 МВт всегда используются в составе ТЭЦ, поскольку в лучшем случае только 40 % сгорающего топлива превращается в электроэнергию, а остальная (тепловая) энергия используется для обогрева жилых и производственных зданий. А вот газотурбовоз эту тепловую энергию будет выбрасывать как побочный продукт — "обогревать" бескрайние просторы Сибири!

Отметим также, что сегодня разработано немало технологий, обеспечивающих прямое преобразование тепловой энергии в электрическую. Это так называемые термоэлектропреобразователи (ТЭП) [10, 11]. Следовательно, и в теплый период года электростанции до 40 % процентов избыточной теплоты могут превращать в электричество.

Следует особо подчеркнуть весьма существенный недостаток газотурбовоза — его высокую опасность, ведь это не стационарная энергетическая установка, где можно обеспечить непрерывный контроль и быстро устранить утечку СПГ. Предполагается, что скоростной режим газотурбовоза составит 100 км/ч [9]. Следовательно, в условиях динамических нагрузок возникает большая вероятность разгерметизации емкости со сжиженным газом и последующего взрыва образующейся при этом газовоздушной смеси. Не исключена также и аварийная ситуация на железной дороге, например вследствие отказа автоматической системы управления тормозами, ведь поезд на тяге от газотурбовоза в отличие от поезда модульного типа не предполагается оборудовать дублирующей (ручной) системой торможения.

Запас СПГ на газотурбовозе составляет 17 т. При возгорании (взрыве) такого количества топлива выделяется приблизительно 1000 ГДж теплоты, что сопоставимо с энергией газа, сгорающего при аварии на магистральном газопроводе.

Таким образом, и в данной статье, и в работах [1—3] автору не удалось выявить ни одного существенного преимущества газотурбовоза. К тому же рекорд австралийских железнодорожников достаточно четко подтверждает эффективность применения именно модульной схемы комплектования грузового железнодорожного состава. Очевидно, что созрела настоятельная потребность в проведении не только натурных экспериментальных исследований, но и опытной эксплуатационной проверки модульной технологии комплектования грузовых поездов.

По лейтмотиву публикации может показаться, что автор является ярым противником применения газотурбовозов на железнодорожном транспорте. Это, безусловно, не так. Конечно же, мощные локомотивы в настоящее время востребованы и займут достойное место в перевозочном процессе. Однако хотелось бы обратить внимание руководства ОАО "РЖД" на то, что существует и другой весьма перспективный путь совершенствования грузовых перевозок, к которому все чаще обращаются зарубежные железнодорожники.

Жизненный опыт показывает, что коллективный инженерный ум на интуитивном уровне или методом проб и ошибок всегда рано или поздно решает поставленные конструкторские проблемы. Задача науки заключается в том, чтобы обосновать и предложить инженерам адекватные математические модели, которые бы многократно ускоряли и удешевляли их путь к цели. При этом любой ученый должен иметь мужество отказаться от выдвинутой им модели, не отвечающей результатам инженерной практики, или, по крайней мере, указать пределы, в которых предлагаемая им модель обеспечивает адекватные и эффективные решения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Александров И. К.** Энерго-экономическая эффективность грузового железнодорожного поезда модульного типа // Наука и транспорт. 2012. № 3. С. 25—29.
2. **Александров И. К.** Грузовой железнодорожный поезд модульного типа // Транспорт на альтернативном топливе. 2012. № 7. С. 19—24.
3. **Александров И. К.** Грузовой железнодорожный поезд модульного типа // Вестник машиностроения. 2012. № 8. С. 83—87.
4. **Курбасов А. С.** Тяжеловесное движение грузовых поездов на российских железных дорогах: за и против // Наука и транспорт. 2012. № 3. С. 15—17.
5. **Книга** рекордов Гиннеса [Электронный ресурс]. URL: http://rekordy-ginnesa.
6. **Александров И. К.** Определение потерь в кинематических парах и механических трансмиссиях на основе закона Амонтона-Кулона // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 8—15.
7. **Александров И. К.** Энергетический анализ механизмов и машин. Теоретическое и экспериментальное обоснование принципов исследования и определения энергетических потерь в механизмах и машинах: Монография. Вологда: ВоГТУ, 2012. 244 с.
8. **Мизинцев А. В., Ковтун А. В.** Использование энергии торможения поезда как способ экономии ресурсов на железной дороге постоянного тока // Наука и транспорт. 2012. № 3. С. 34, 35.
9. **URL: http://venture-biz.ru**
10. **Пат. 2378742 С1 Рос. Федерации.** Устройство для получения электрической энергии постоянного тока.
11. **Александров И. К., Раков В. А.** Новый высокоэффективный вид источника энергии для электромобилей // Транспорт на альтернативном топливе. 2011. № 6 (24). С. 58—60.

УДК 621.833.6

Г. Ю. ВОЛКОВ, д-р техн. наук, С. В. КОЛМАКОВ (Курганский ГУ), e-mail: vlkv48@mail.ru

Структурный синтез безводильных планетарных передач

Рассмотрены вопросы формализованного структурного синтеза безводильных планетарных передач. Получены новые схемы и конструкции передач с сателлитами, расположенными на двух уровнях, обладающие повышенной компактностью и нагрузочной способностью.

Ключевые слова: безводильная планетарная передача, сателлит, центроидный механизм, структурный синтез.

The problems of formalized structural synthesis of towbarless planetary gears are considered. The new schemes and structures of gears with pinions located on two levels, which have improved compactness and load capability, are obtained.

Keywords: towbarless planetary gear, pinion, centroid mechanism, structural synthesis.

В современных приводах широко применяются планетарные передачи, что обусловлено их удельной мощностью и компоновочными свойствами. В некоторых случаях упрощение и повышение технологичности планетарных передач можно обеспечить исключением из конструкции водила, т. е. использовать безводильные планетарные передачи (БПП). Известные кинематические схемы БПП в настоящее время применяются недостаточно широко. Поэтому был разработан формализованный метод структурного синтеза центроидных механизмов для создания новых схем БПП [1, 2].

Основные положения формализации, лежащей в основе данного метода:

1) системообразующие элементы центроидных механизмов — круглые центроиды, т. е. охватываемая начальная окружность (ролик Р) и охватывающая начальная окружность (кольцо К) образуют базисную центроидную структуру (БЦС) механизма. Прочие элементы, в частности рычажные звенья, рассматриваются на последующих уровнях структурирования механизмов;

2) в зависимости от направления вращения основные элементы делятся на две группы, при этом взаимодействие возможно только между элементами разных групп, поэтому структура любого центроидного механизма описывается двудольным графом (матрицей связей);

3) различают два вида связей между элементами: для БПП это центроидные кинематические пары, образуемые зубчатыми звеньями (символ *w*), и выполняющие вспомогательную функцию высшие пары, образуемые гладкими поверхностями (символ *r*);

4) большинство центроидных механизмов, в том числе БПП, обладают структурной симметрией вращения *n*-го порядка.

Метод структурного синтеза предусматривает определенный порядок описания и перечисления двудольных графов (матриц связей) центроидных механизмов, устраняющий повторения (изоморфизмы). Кодирование механизмов осуществляется с помощью структурных чисел и структурных формул.

Первый этап синтеза. Выбираем сложность синтезируемой системы, т. е. число входящих в нее элементов, и задаем структурные ограничения, вытекающие из особенностей данного механизма. БПП — планетарные передачи вида 3К [3] содержат три основных центральных элемента (ЭЭЭ) и промежуточные звенья — сателлиты, которые являются повторяющимися элементами системы, обладающей симметрией вращения *n*-го порядка. Примем дополнительное ограничение: сателлит — всегда ролик, в соответствии с работой [1] обозначим его $Р^n$. Проведем формализованный структурный синтез БПП, в которых сателлиты расположены в один и два слоя. Эти системы будут иметь следующий набор элементов:

$$\left.\begin{array}{l} ЭЭЭР^n; \\ ЭЭЭР^nР^n. \end{array}\right\} \qquad (1)$$

Второй этап синтеза. Выполняем двудольное структурирование системы, т. е. распределяем элементы системы по двум группам. С учетом правил записи структурных чисел, исключающих изоморфизмы, элементы множеств, указанных в системе (1), можно разделить следующим образом:

$$\left.\begin{array}{l} ЭЭЭР^n, ЭЭЭ\text{-}Р^n, ЭЭ\text{-}ЭР^n, ЭЭР^n\text{-}Э; \\ ЭЭЭР^nР^n, ЭЭЭ\text{-}Р^nР^n, ЭЭЭР^n\text{-}Р^n, ЭЭР^n\text{-}ЭР^n, \\ ЭЭР^nР^n\text{-}Э, ЭЭ\text{-}ЭР^nР^n. \end{array}\right\} \qquad (2)$$

Системы $ЭЭЭР^n$, $ЭЭЭР^nР^n$ бракуем по условию: нет элементов без связи; так как связь возможна только между элементами разных групп, то все элементы не могут находиться в одной группе.

Центральные ЭЭЭ элементы БПП не могут взаимодействовать друг с другом, поэтому системы $ЭЭ\text{-}ЭР^n$, $ЭЭР^n\text{-}Э$, $ЭЭР^nР^n\text{-}Э$, $ЭЭ\text{-}ЭР^nР^n$, $ЭЭЭР^n\text{-}Р^n$ также отбрасываем.

Систему $ЭЭЭР^n\text{-}Р^n$ (иначе $ЭЭЭР^n_Б\text{-}Р^n_А$) можно реализовать, однако в ней сателлит $Р^n_А$ должен

взаимодействовать со всеми остальными элементами, а это уже БПП типа ЭЭЭ-Р^n. Сателлит $Р^n_Б$ может взаимодействовать только с сателлитами $Р^n_А$, т. е. выполнять некоторую вспомогательную функцию (если в ней есть необходимость). Таким образом, структура ЭЭЭР^n-Р^n к принципиально новым конструкциям не приводит.

Система ЭЭЭ-Р^{n}Р^n будет состоять из двух отдельных подсистем типа ЭЭЭ-Р^n, работающих параллельно, т. е. одна из них будет представлять пассивную связь.

Таким образом, остаются:

$$\left.\begin{array}{l} ЭЭЭ\text{-}Р^n; \\ ЭЭР^n\text{-}ЭР^n. \end{array}\right\} \qquad (3)$$

Третий этап синтеза состоит в конкретизации вида центральных элементов — кольцо или ролик. Для удобства перечисления структурных вариантов используем цифровое кодирование [1] элементов системы: К → "1", Р → "2", Р^n → "4". Совокупность этих символов составляет структурное число системы. На уровне структурных чисел две системы (3) порождают следующие структурные варианты:

"111.4", "112.4", "122.4", "222.4"; (4)

"114.14", "114.24", "124.14", "124.24", "224.14", "224.24". (5)

Четвертый этап синтеза. Решаем задачу о наличии и определяем виды связей между элементами БЦС, результат синтеза — структуры кинематических цепей.

Для БПП с одним слоем сателлитов, отвечающих структурным числам (4), выбор связей между элементами однозначен:

"111.4" — ККК×Р^n:*www*; (6)

"112.4" — ККР×Р^n:*www*; (7)

"122.4" — КРР×Р^n:*www*; (8)

"222.4" − РРР×Р^n:*www*. (9)

В случае БПП с двумя слоями сателлитов, характеризующихся структурными числами (5), принципиально осуществимыми являются кинематические цепи, соответствующие структурным формулам:

ЭЭР^n×ЭР^n:oo*w*, *www*; (10)

ЭЭР^n×ЭР^n:oo*w*, *www*^{2}, (11)

где символ "о" означает отсутствие связи.

Структура (11), в которой сателлиты двух слоев взаимодействуют между собой, имеет существенные преимущества. Она порождает шесть структурных формул кинематических цепей:

"114.14" — ККР^n×КР^n:oo*w*, *www*^{2}; (12)

"114.24" — ККР^n×РР^n:oo*w*, *www*^{2}; (13)

"124.14" — КРР^n×КР^n:oo*w*, *www*^{2}; (14)

"124.24" — КРР^n×РР^n:oo*w*, *www*^{2}; (15)

"224.14" — РРР^n×КР^n:oo*w*, *www*^{2}; (16)

"224.24" — РРР^n×РР^n:oo*w*, *www*^{2}. (17)

Пятый этап синтеза состоит в переходе от кинематической цепи к механизму, т. е. в выборе ведущего, ведомого и опорного (неподвижного) звеньев. В структурной формуле эту информацию отобразим скобками: ведущее — (), ведомое — { }, опорное — [ ].

БПП с одним слоем сателлитов

Проанализируем возможные варианты схем механизмов БПП с одним слоем сателлитов (табл. 1).

Формальная перестановка символов (), {}, [] для каждой из четырех кинематических схем (6)—(9) дает по шесть структурных вариантов механизмов, часть из которых изоморфны друг другу. Не повторяющиеся структуры БПП приведены в табл. 1.

Полученные структуры подлежат анализу с позиций: их кинематических возможностей, конструктивных и технологических ограничений реализации, компоновочных особенностей и т. д.

Главной кинематической характеристикой механической передачи является обеспечиваемое передаточное отношение. Общая формула для определения передаточного отношения передач 3К, в том числе БПП, имеет вид:

$$i_{A-B\text{o}C} = \frac{1-(-1)^{n_{A-C}}\left|i_{A-C\text{o}H}\right|}{1-(-1)^{n_{B-C}}\left|i_{B-C\text{o}H}\right|}, \qquad (18)$$

где индексы A, B и C — относятся соответственно к ведущему, ведомому и опорному звеньям; индекс H — мнимое водило.

Таким образом, $i_{A-B\text{o}C}$ — передаточное отношение от ведущего звена A к ведомому звену B при остановленном звене C; $i_{A-C\text{o}H}$ и $i_{B-C\text{o}H}$ — соответствующие передаточные отношения при остановленном мнимом водиле; n_{A-C} и n_{B-C} — числа внешних зацеплений в кинематической схеме от звена A к звену C и от звена B к звену C. В табл. 1 формулы передаточных отношений приведены с учетом конкретных чисел n_{A-C} и n_{B-C}.

Знак "+" в числителе и знаменателе показывает, что передаточное отношение $i_{A-B\text{o}C}$ — конечно при любых значениях чисел зубьев всех зубчатых

колес механизма. Это означает, что передаточное отношение данного механизма сравнительно невелико (≈1÷4). Такие механизмы могут работать в режиме редуктора или мультипликатора (см. табл. 1, обозначение Р-М).

Знак "+" в числителе и знак "−" в знаменателе указывают на то, что передача обладает большой (теоретически бесконечно большой) редуцирующей способностью (обозначение Р).

Знак "−" в числителе и знак "+" в знаменателе соответствуют мультипликатору (обозначение $М_Н$). При больших передаточных отношениях, такие мультипликаторы неработоспособны.

Передачи, для которых в формуле (18) знак "−" стоит и в числителе, и в знаменателе, при определенном сочетании чисел зубьев звеньев могут использоваться в качестве редукторов с большим передаточным отношением (обозначение $Р_у$).

Оценка кинематических возможностей показала, что для редукторов с большим передаточным отношением подходят схемы Р и $Р_у$. Анализ патентов показал, что все представляющие интерес варианты БГШ с одним слоем сателлитов уже известны (см. табл. 1). Наибольшее распространение получила схема "112.4" — $\{K_2\}\{K_3\}(P_1)\times P_4^n$:*www* из группы Р [4—7].

Также широко используется схема "122.4" — $(K_3)\{P_1\}[P_2]\times P_4^n$:*www* группы Р [8].

Достоинством БПП группы Р является простота конструкции. Недостатки связаны с относительным расположением центральных зубчатых колес. Пара сил, приложенных к сателлиту со стороны ведомого и опорного зубчатых колес, вызывает перекос сателлита. При обеспечении симметрии нагружения сателлита путем разделения венца ведомого или ведущего зубчатого колеса на две части съем движения с ведомого зубчатого колеса (или подвод движения к ведущему зубчатому колесу) можно осуществить только в радиальном направлении с помощью дополнительной передачи.

Схемы группы $Р_у$ для обеспечения устойчивости системы требуют дополнительных гладких удерживающих колец или роликов:

"1222.4" —

$K(P_1)\{P_2\}\{P_3\}\times P_4^n$:*rwww* [9];

"1112.4" —

$(K_1)\{K_2\}\{K_3\}P\times P_4^n$:*wwwr* [10].

В БПП группы $Р_у$ подача и снятие движения осуществляются в осевом направлении, но конструкция усложняется из-за удерживающих колец (роликов) и больших ступеней на сателлитах.

Работоспособными можно признать также схемы Р-М:

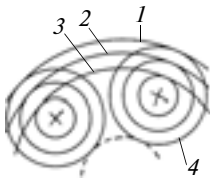
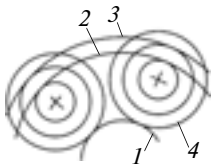
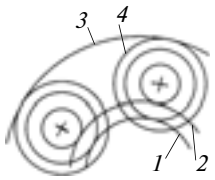
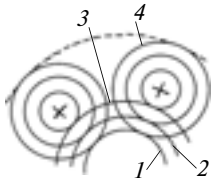
"122.4" — $[K_3](P_1)\{P_2\}\times P_4^n$:*www*;

"112.4" — $(K_2)\{K_3\}[P_1]\times P_4^n$:*www*.

Однако они не обеспечивают больших передаточных отношений и имеют КПД ниже, чем простые передачи, поэтому не востребованы.

Таблица 1

Схемы безводильных планетарных передач с одним слоем сателлитов

Структурное число	Схема кинематической цепи	Структура механизма	Передаточное отношение	Обозначение, патент
"111.4"		$\{K_1\}\{K_2\}\{K_3\}\times P_4^n$	$i_{1-2o3}=\frac{1-\lvert i_{1-3oH}\rvert}{1-\lvert i_{2-3oH}\rvert}$	$Р_у$ [10]
"112.4"		$\{K_2\}\{K_3\}\{P_1\}\times P_4^n$	$i_{1-3o1}=\frac{1+\lvert i_{2-1oH}\rvert}{1+\lvert i_{3-1oH}\rvert}$	Р-М
		$\{K_2\}\{K_3\}\{P_1\}\times P_4^n$	$i_{2-1o3}=\frac{1-\lvert i_{2-3oH}\rvert}{1+\lvert i_{1-3oH}\rvert}$	$М_н$
		$\{K_2\}\{K_3\}\{P_1\}\times P_4^n$	$i_{1-2o3}=\frac{1+\lvert i_{1-3oH}\rvert}{1-\lvert i_{2-3oH}\rvert}$	Р [5]
"122.4"		$\{K_3\}\{P_1\}\{P_2\}\times P_4^n$	$i_{1-2o3}=\frac{1+\lvert i_{1-3oH}\rvert}{1+\lvert i_{2-3oH}\rvert}$	Р-М [8]
		$\{K_3\}\{P_1\}\{P_2\}\times P_4^n$	$i_{1-2o3}=\frac{1+\lvert i_{2-3oH}\rvert}{1+\lvert i_{1-3oH}\rvert}$	$М_н$
		$\{K_3\}\{P_1\}\{P_2\}\times P_4^n$	$i_{3-1o2}=\frac{1+\lvert i_{3-2oH}\rvert}{1-\lvert i_{1-2oH}\rvert}$	Р [9]
"222.4"		$\{P_1\}\{P_2\}\{P_3\}\times P_4^n$	$i_{1-2o3}=\frac{1-\lvert i_{1-3oH}\rvert}{1-\lvert i_{2-3oH}\rvert}$	$Р_у$ [8]

БПП с двумя слоями сателлитов

На четвертом этапе синтеза механизмов БПП получены шесть структур (12)—(17) кинематических цепей с двумя слоями сателлитов. Комбинируя символы (), { }, [ ], получим 36 структур механизмов, часть из которых повторяют друг друга. Неизоморфные варианты БГШ приведены в табл. 2. Заме-

тим, что известной (*SU* 1017860) оказалась только одна из схем БПП с двумя слоями сателлитов: "114.24" — $\{K_2\}[K_3]P_4^n \times (P_1)P_5^n$:oo*w*, *www*^{2} [11].

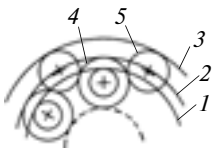
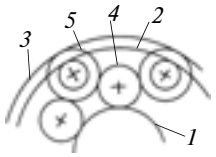
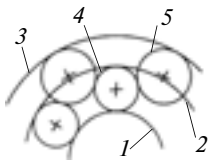
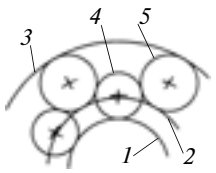
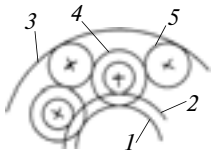
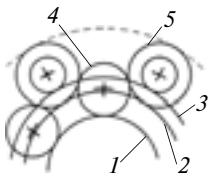
Проанализируем схемы механизмов. Подобно БПП с одним слоем сателлитов по кинематическому признаку выделяем группы Р, $P_у$, Р-М и $M_н$. Группы Р-М и $M_н$ не вызывают интереса.

Оценку $P_у$ получила единственная из известных схем. В случае БПП с двумя слоями сателлитов эта оценка означает, что схема может обеспечить неограниченно большое передаточное отношение, но не имеет преимуществ перед более простыми БПП группы Р с одним слоем сателлитов.

Группа Р при двухслойных БПП, напротив, обладает преимуществами относительно однослойных, в первую очередь ввиду возможности осевого подвода и съема движения.

Таблица 2

Схемы безводильных планетарных передач с двумя слоями сателлитов

Структурное число	Схема кинематической цепи	Структура механизма	Передаточное отношение	Обозначение, патент
"114.14"		$\{K_1\}\{K_2\}P_4^n \times [K_3]P_5^n$	$i_{1-2o3} = \frac{1+\lvert i_{1-3oH}\rvert}{1+\lvert i_{2-3oH}\rvert}$	Р-М
		$\{K_1\}\{K_2\}P_4^n \times \{K_3\}P_5^n$	$i_{1-3o2} = \frac{1-\lvert i_{1-2oH}\rvert}{1+\lvert i_{3-2oH}\rvert}$	$M_н$
		$\{K_1\}\{K_2\}P_4^n \times (K_3)P_5^n$	$i_{3-1o2} = \frac{1+\lvert i_{3-2oH}\rvert}{1-\lvert i_{1-2oH}\rvert}$	Р [13]
"114.24"		$(K_2)[K_3]P_4^n \times \{P_1\}P_5^n$	$i_{2-1o3} = \frac{1-\lvert i_{2-3oH}\rvert}{1-\lvert i_{1-3oH}\rvert}$	$M_н$
		$\{K_2\}[K_3]P_4^n \times (P_1)P_5^n$	$i_{1-2o3} = \frac{1-\lvert i_{1-3oH}\rvert}{1-\lvert i_{2-3oH}\rvert}$	$P_у$ [11]
"124.14"		$[K_2](P_1)P_5^n \times \{K_3\}P_4^n$	$i_{1-3o2} = \frac{1+\lvert i_{1-2oH}\rvert}{1+\lvert i_{3-2oH}\rvert}$	Р-М
		$\{K_2\}(P_1)P_5^n \times [K_3]P_4^n$	$i_{1-2o3} = \frac{1-\lvert i_{1-3oH}\rvert}{1+\lvert i_{2-3oH}\rvert}$	$M_н$
		$(K_2)[P_1]P_5^n \times \{K_3\}P_4^n$	$i_{2-3o1} = \frac{1+\lvert i_{2-1oH}\rvert}{1-\lvert i_{3-1oH}\rvert}$	Р [12]
"124.24"		$\{K_3\}[P_2]P_4^n \times (P_1)P_5^n$	$i_{1-3o2} = \frac{1+\lvert i_{1-2oH}\rvert}{1+\lvert i_{3-2oH}\rvert}$	Р-М
		$[K_3]\{P_2\}P_4^n \times (P_1)P_5^n$	$i_{1-2o3} = \frac{1-\lvert i_{1-3oH}\rvert}{1+\lvert i_{2-3oH}\rvert}$	$M_н$
		$\{K_3\}(P_2)P_4^n \times [P_1]P_5^n$	$i_{2-3o1} = \frac{1+\lvert i_{2-1oH}\rvert}{1-\lvert i_{3-1oH}\rvert}$	Р [12]
"224.14"		$(P_1)\{P_2\}P_5^n \times [K_3]P_4^n$	$i_{1-2o3} = \frac{1-\lvert i_{1-3oH}\rvert}{1-\lvert i_{2-3oH}\rvert}$	Р-М
		$\{P_1\}[P_2]P_5^n \times (K_3)P_4^n$	$i_{3-1o2} = \frac{1-\lvert i_{3-2oH}\rvert}{1-\lvert i_{1-2oH}\rvert}$	$P_у$
"224.24"		$(P_2)[P_3]P_4^n \times \{P_1\}P_5^n$	$i_{2-1o3} = \frac{1-\lvert i_{2-3oH}\rvert}{1+\lvert i_{1-3oH}\rvert}$	Р-М
		$(P_2)\{P_3\}P_4^n \times [P_1]P_5^n$	$i_{2-3o1} = \frac{1+\lvert i_{2-1oH}\rvert}{1+\lvert i_{3-1oH}\rvert}$	$M_н$
		$\{P_2\}[P_3]P_4^n \times (P_1)P_5^n$	$i_{1-2o3} = \frac{1+\lvert i_{1-3oH}\rvert}{1-\lvert i_{2-3oH}\rvert}$	Р [14]

Рядом полезных свойств обладают схемы "124.14" — $(K_2)[P_1]P_5^n \times \{K_3\}P_4^n$:oo*w*, *www*^{2} и "124.24" — $\{K_3\}(P_2)P_4^n \times [P_1]P_5^n$:oo*w*, *www*^{2} [12], в которых силовые центральные, ведомые и опорные зубчатые колеса расположены по разные стороны от сателлитов, поэтому на сателлитах не создается перекашивающих моментов. Конструкции этих передач просты, компактны, благодаря многопоточности обладают высокой нагрузочной способностью.

Схема "1124.14" — $[K_1]\{K_2\}PP_4^n \times (K_3)P_5^n$:ooo*w*, *wwrw*^{2} [13] имеет дополнительные поддерживающие ролики. Съем нагрузки с выходного вала происходит в осевом направлении. Данная передача позволяет получить большое передаточное отношение. Теоретически передаточное отношение может быть бесконечно большим, однако на практике, как и в случае любой другой передачи ЗК, оно ограничено снижением КПД.

Схема "1224.24" — $K\{P_2\}[P_3]P_4^n \times (P_1)P_5^n$:ooo*w*, *rwww*^{2} [14] содержит поддерживающие кольца и позволяет уменьшить габаритные размеры редуктора, увеличить нагрузочную способность и повысить технологичность.

Таким образом, показана эффективность данного метода структурного синтеза центроидных механизмов. Получен ряд новых БПП с двумя слоями сателлитов, использование которых позволит улучшить массогабаритные показатели механизмов и увеличить их нагрузочную способность, например таких, как привод задвижки трубопроводной арматуры или механизм натяжения гусеницы.

УДК 621.313

В. Е. ВАВИЛОВ (УГАТУ, г. Уфа), e-mail: s2_88@mail.ru

Уточненная математическая модель гибридных магнитных подшипников

Исследованы тепловые процессы в гибридных магнитных подшипниках (ГМП) и их влияние на тяговые показатели. Получена математическая модель тепловых процессов в ГМП и разработаны уточнения к уже известным математическим моделям.

Ключевые слова: высококоэрцитивный постоянный магнит; гибридный магнитный подшипник; тепловые процессы.

The thermal processes in hybrid magnetic bearings (HMB) and their influence on fractional parameters are investigated. The mathematical model of thermal processes in HMB is obtained, and adjustments to the existing mathematical models are developed.

Keywords: high-coercivity permanent magnet; hybrid magnetic bearing; thermal processes.

Гибридные магнитные подшипники (ГМП) (рис. 1) используются в высокоскоростных электромеханических преобразователях энергии (ЭМПЭ), например в генераторах и шпиндельных узлах для обеспечения бесконтактного движения ротора. Данные электротехнические устройства включают в себя:

систему управления (СУ) положением ротора и демпфирования колебаний, состоящую из вычислительных, логических и силовых модулей, а также управляемых электромагнитов;

систему обеспечения бесконтактного движения ротора, представляющую собой коаксиально расположенные магнитные кольца (МК) из высококоэрцитивных постоянных магнитов (ВПМ);

систему автоматического наблюдения — датчики положения ротора и усилители сигналов;

систему контроля технического состояния и диагностики устройства [1—3].

Для минимизации неоднородности магнитного поля в зазоре между МК ГМП внешнее и внутреннее магнитные кольца выполняют из ВПМ с одинаковыми показателями. Однако в процессе эксплуатации ГМП внешнее и внутреннее МК испытывают разные тепловые нагрузки, что приводит к изменениям остаточной индукции (B_r) и коэрцитивной силы (H_C) ВПМ, и следовательно, изменяются усилия в ГМП и возникают дополнительные

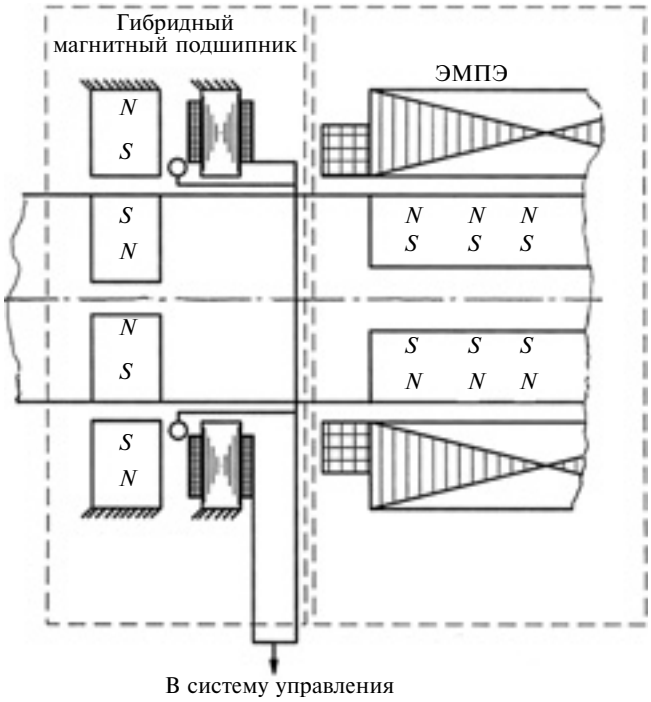


Рис. 1. Схема электромеханического преобразователя энергии на гибридных магнитных подшипниках

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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Волков Г. Ю.** Систематика и структурно-параметрический синтез механизмов на базе замкнутых систем тел качения / Дис. ... д-ра техн. наук. Курган. 2012. 36 с.
2. **Волков Г. Ю.** Формализованное отображение и систематика структур плоских многозвенных зубчатых и фрикционных механизмов // Вестник машиностроения. 2011. № 1. С. 20—23.
3. **Кудрявцев В. Н.** Планетарные передачи. Л.: Машиностроение, 1966. 308 с.
4. **Пат. 137267 США:** Дифференциальные и передаточные механизмы для подъема аппарата.
5. **Пат. 3675510 США:** МПКF16H 1/46. Редуктор.
6. **Пат. 2122668 Рос. Федерации:** МПК F16H 1/28. Планетарный редуктор.
7. **Пат. 0148397 Германия:** МПК^3 B25J 9/10; F16F 15/124; F16H 1/28. Регулирующее устройство.
8. **Пат. 89230 Польша:** МПК F16H 1/36; F16H 1/46; F16H 1/48. Планетарный редуктор.
9. **Пат. 9205372 Германия:** МПК F16H 1/28; F16H 1/46. Планетарный редуктор.
10. **А. с. 1744336 СССР:** МПК F16H 1/48; F16H 57/12. Безводильная планетарная передача.
11. **А. с. 1017860 СССР:** МПК F16H 1/48. Планетарная зубчатая передача.
12. **Пат. 2423634 Рос. Федерации:** МПК F16H 1/36. Безводильная планетарная передача.
13. **Пат. 105387 Рос. Федерации:** МПК F16H 1/46. Безводильная планетарная передача.
14. **Пат. 2442045 Рос. Федерации:** МПК F16H 1/36. Безводильная планетарная передача.

вибрации ротора, а также увеличивается эксцентриситет ЭМПЭ [4]. Данный фактор необходимо учитывать уже на этапе проектных расчетов ГМП, поэтому известные математические модели требуют коррекции.

Так как основной причиной изменения эксплуатационных показателей ВПМ являются неоднородные тепловые нагрузки на внешнее и внутреннее МК ГМП, рассмотрим тепловые взаимодействия в ГМП, предположив, что тепловые потоки, направленные на нагревание МК, распространяются в трех направлениях: от лобовых частей обмотки СУ ГМП на торцевую поверхность МК, от магнитопровода СУ ГМП через корпус на радиальную поверхность МК, сопряженную с внутренним диаметром корпуса, и по валу.

Процесс теплопередачи от обмотки СУ ГМП на торцевую поверхность МК описывается системой уравнений [5]

$$\begin{cases} P_1 = c_1 m_1 \dfrac{\partial \Theta_1}{\partial t} + \alpha_1 S_1(\Theta_1 - \Theta) - c_2 m_2 \dfrac{\partial \Theta_2}{\sum t} = \\ = \alpha_2 S_1(\Theta_2 - \Theta); \\ S_1(\alpha_1\Theta_1 + \alpha_2\Theta_2 - \alpha_2\Theta - \alpha_1\Theta) = 2c_0 Q_0 \Theta, \end{cases} \quad (1)$$

где P_1 — потери в обмотке СУ ГМП; Θ_1, Θ_2 — температуры соответственно обмотки СУ ГМП и внешнего МК; Θ — температура окружающей среды; S_1 — площадь взаимодействующих граней; c_1, c_2, c_0 — удельные теплоемкости соответственно обмотки, МК и воздуха; α_1, α_2 — коэффициенты теплопередачи обмотки и ВПМ.

Предположим, что СУ ГМП запрессован в корпус, поэтому можно пренебречь тепловым сопротивлением между корпусом и магнитопроводом СУ ГМП, тогда температура СУ ГМП обмотки имеет вид [6]:

$$\Theta_1 = \frac{(R_{Cu} R_i P_1 + R_i \Theta + R_{Cu}\Theta_h)}{R_{Cu} + R_i}, \quad (2)$$

где R_{Cu} — тепловое сопротивление между лобовой частью обмотки и МК воздушного зазора; R_i — тепловое сопротивление изоляции; Θ_h — температура корпуса объекта, в котором установлен ГМП.

Ток в обмотках СУ ГМП представляет собой сумму номинального тока i_0 и тока i_x управления [7]: $i = i_0 + i_x$.

Ток в текущем времени определяется выражением [8]

$$i_0(t) = i_0(\infty) + [i_0(0) - i_0(\infty)]\mathrm{e}^{-t/T},$$

где $i_0(\infty)$ — установившийся ток; $i_0(0)$ — ток в момент пуска СУ ГМП; T — постоянная времени срабатывания управляемых электромагнитов СУ ГМП.

Закон управления ГМП $i_x = \chi x + \beta \dfrac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}$, где χ и β — коэффициенты управления. Тогда ток в обмотках СУ ГМП находим по формуле

$$i = i_0(\infty) + [i_0(0) - i_0(\infty)]\mathrm{e}^{-t/T} + \chi x + \beta \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t},$$

а потери энергии в обмотке по формуле

$$P(t) = \left\{ i_0(\infty) + [i_0(0) - i_0(\infty)]\mathrm{e}^{-t/T} + \chi x + \beta \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \right\}^2 r. \quad (3)$$

Подставив формулу (3) в выражение (2), получим:

$$\Theta_1 = \frac{R_{Cu} R_i r}{R_{Cu} + R_i} \times$$
$$\times \left\{ i_0(\infty) + [i_0(0) - i_0(\infty)]\mathrm{e}^{-t/T} + \chi x + \beta \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \right\}^2 +$$
$$+ \frac{R_i \Theta}{R_{Cu} + R_i} + \frac{R_{Cu}\Theta_h}{R_{Cu} + R_i}. \quad (4)$$

С учетом выражения (4) система (1) будет иметь вид:

$$\frac{S_1 R_{Cu} R_i r \alpha_1}{R_{Cu} + R_i} \times$$
$$\times \left\{ i_0(\infty) + [i_0(0) - i_0(\infty)]\mathrm{e}^{-t/T} + \chi x + \beta \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \right\}^2 +$$
$$+ \frac{S_1 \Theta R_i \alpha_1 + S_1 \Theta_h R_i \alpha_1}{R_{Cu} + R_i} + c_2 m_2 \frac{\mathrm{d}\Theta_2}{\mathrm{d}t} - \alpha_1 \Theta S_1 -$$
$$- 2\alpha_2 \Theta S_1 = 2c_0 Q_0 \Theta. \quad (5)$$

Выражение (5) отражает влияние тока в обмотках СУ ГМП на температуру торцевых поверхностей внешнего МК ГМП и влияние смещения вала на нагревание МК ГМП.

Решить уравнение (5) можно без учета и с учетом смещения вала. В последнем случае следует заменить ток управления температурой МК ГМП, что значительно усложняет решение. Поэтому рассмотрим оба решения и сравним результаты.

Нагревание внешнего МК ГМП без учета смещения вала

Допустим, что смещение вала в системе отсутствует, тогда уравнение (5) можно представить в виде дифференциального уравнения с разделяющимися переменными:

$$\left(\frac{S_1 R_{Cu} R_i r \alpha_1}{R_{Cu} + R_i} \{ i_0(\infty) + [i_0(0) - i_0(\infty)]\mathrm{e}^{-t/T} \}^2 + \right.$$
$$+ \frac{S_1 T R_i \alpha_1 + S_1 T_h R_i \alpha_1}{R_{Cu} + R_i} - 2c_0 Q_0 T - \alpha_1 T S_1 -$$
$$\left. - 2\alpha_2 T S_1 \right) \mathrm{d}t = -c_2 m_2 \mathrm{d}\Theta_2.$$

С учетом того, что ток в момент пуска системы управления ГМП равен 0, можно найти следующее решение:

$$\int\left(\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}\{i_0(\infty)+[-i_0(\infty)]\mathrm{e}^{-t/T}\}^2+\right.$$
$$+\frac{S_1 T R_i\alpha_1+S_1 T_h R_i\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}-2c_0Q_0T-\alpha_1 TS_1-$$
$$\left.-2\alpha_1 TS_1\right)\mathrm{d}t=-\int c_2m_2\mathrm{d}\Theta_2;$$

$$2\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}i_0^2(\infty)T\mathrm{e}^{-t/T}-\frac{1}{2}\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{(R_{Cu}+R_i)}i_0^2(\infty)T\mathrm{e}^{-t/T}+$$
$$+t\left(\frac{S_1\Theta R_i\alpha_1+S_1\Theta_h R_i\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}-2c_0Q_0\Theta-\alpha_1\Theta S_1-\right.$$
$$\left.-2\alpha_2\Theta S_1+\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}i_0^2(\infty)\right)+C_1=$$
$$=-c_2m_2\Theta_2+C_2. \qquad (6)$$

Постоянные интегрирования имеют вид: $C_{12}=C_2-C_1$. При начальных условиях $t=0$ и $i_0^2(\infty)=0$ получим: $C_{12}=c_2m_2\Theta_2$.

Если в системе управления ГМП тока нет, то теплота не выделяется и можно считать, что температура внешнего кольца ГМП равняется температуре окружающей среды, а следовательно, постоянная интегрирования C_{12} и выражение (6) имеют вид:

$$C_{12}=c_2m_2\Theta;$$

$$2\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}i_0^2(\infty)T\mathrm{e}^{-t/T}-\frac{1}{2}\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{(R_{Cu}+R_i)}i_0^2(\infty)T\mathrm{e}^{-t/T}+$$
$$+t\left(\frac{S_1\Theta R_i\alpha_1+S_1\Theta_h R_i\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}-2c_0Q_0\Theta-\alpha_1\Theta S_1-\right.$$
$$\left.-2\alpha_2\Theta S_1+\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}i_0^2(\infty)\right)-c_2m_2\Theta=$$
$$=-c_2m_2\Theta_2. \qquad (7)$$

Таким образом, определена температура МК ГМП без учета смещения вала.

Нагревание внешнего МК ГМП с учетом смещения вала

Принимаем допущение, что смещение вала в системе отсутствует, тогда уравнение (5) представим как

$$\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}\times$$
$$\times\left\{i_0(\infty)+[i_0(0)-i_0(\infty)]\mathrm{e}^{-t/T}+\chi x+\beta\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}\right\}^2+$$
$$+\frac{S_1\Theta R_i\alpha_1+S_1\Theta_h R_i\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}+c_2m_2\frac{\mathrm{d}\Theta_2}{\mathrm{d}t}-\alpha_1\Theta S_1-$$
$$-2\alpha_1\Theta S_1=2c_0Q_0\Theta. \qquad (8)$$

Токи, необходимые для демпфирования колебаний вала, значительно меньше токов, необходимых для управления смещением, поэтому ими можно пренебречь. Тогда выражение (8) можно представить как уравнения с разделяющимися переменными:

$$\left(\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}\{i_0(\infty)+[i_0(0)-i_0(\infty)]\mathrm{e}^{-t/T}+\chi x\}^2+\right.$$
$$+\frac{S_1\Theta R_i\alpha_1+S_1\Theta_h R_i\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}-2c_0Q_0\Theta-\alpha_1\Theta S_1-$$
$$\left.-2\alpha_2\Theta S_1\right)\mathrm{d}t=c_2m_2\mathrm{d}\Theta_2. \qquad (9)$$

Интегрирование правой и левой частей уравнения (9) приводит к следующему:

$$t\left(\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}\chi^2x^2+2\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}\chi x i_0(\infty)+\right.$$
$$+\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}i_0^2(\infty)+\frac{S_1\Theta R_i\alpha_1+S_1\Theta_h R_i\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}-$$
$$\left.-2c_0Q_0\Theta-\alpha_1\Theta S_1-2\alpha_2\Theta S_1\right)+$$
$$+\mathrm{e}^{-t/T}\left(2\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}i_0^2(\infty)T+\right.$$
$$\left.+2\chi x\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}i_0(\infty)T\right)-$$
$$-\frac{1}{2}\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{(R_{Cu}+R_i)}i_0^2(\infty)T\mathrm{e}^{-2t/T}+C_3=$$
$$=-c_2m_2\Theta_2+C_4. \qquad (10)$$

Определяем постоянные интегрирования, тогда выражение (10) будет иметь вид:

$$t\left(\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}\chi^2x^2+2\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}\chi x i_0(\infty)+\right.$$
$$+\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}i_0^2(\infty)+\frac{S_1\Theta R_i\alpha_1+S_1\Theta_h R_i\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}-$$
$$\left.-2c_0Q_0\Theta-\alpha_1\Theta S_1-2\alpha_2\Theta S_1\right)+$$
$$+\mathrm{e}^{-t/T}\left(2\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}i_0^2(\infty)T+\right.$$
$$\left.+2\chi x\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}i_0(\infty)T\right)-$$
$$-\frac{1}{2}\frac{S_1 R_{Cu} R_i r\alpha_1}{R_{Cu}+R_i}i_0^2(\infty)T\mathrm{e}^{-2t/T}-c_2m_2\Theta=-c_2m_2\Theta_2. \qquad (11)$$

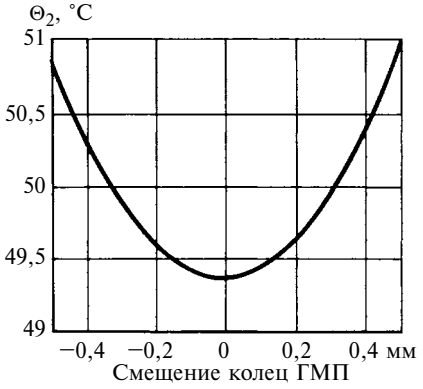


Рис. 2. Зависимость температуры внешнего МК ГМП от смещения вала

Таким образом, можно определить температуру МК ГМП с учетом смещения вала.

Для проверки адекватности полученного решения были проведены расчеты; результаты представлены на рис. 2.

Анализ показал, что при увеличении смещения в 2 раза температура внешнего кольца ГМП увеличивается приблизительно на 1 °С. Это объясняется тем, что для управления смещением необходимо увеличить ток в обмотках, поэтому тепловыделения увеличиваются, что подтверждает адекватность полученного решения.

Сравнительный анализ решений, полученных с учетом и без учета смещения вала

Для сравнения двух полученных зависимостей, описывающих процесс нагревания внешнего кольца ГМП, в пакете Matchad были проведены расчеты. Анализ результатов (рис. 3) показал, что расхождение значений, полученных с учетом и без учета смещения вала, составляет не более 0,5 %. Но так как уравнение (11) значительно сложнее, целесообразнее использовать уравнение (7).

Если тепловыделения вала меньше тепловыделений системы управления ГМП, тепловые воздействия на внешнее МК больше. При этом температура ВПМ оказывает значительное влияние на его

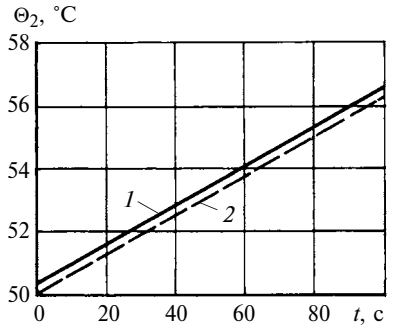


Рис. 3. Изменения температуры внешнего МК ГМП в текущем времени с учетом (*1*) и без учета (*2*) смещения вала

характеристики [5], поэтому показатели внешнего МК отличаются от показателей внутреннего МК. Следовательно, необходима математическая модель ГМП с учетом температурных изменений.

Математические модели ГМП в работах [9, 10] не учитывают температурные изменения.

Математическая модель ГМП с учетом температурных изменений и изменений показателей ВПМ

Уточненную математическую модель будем строить для магнитных подшипников с радиально намагниченными ВПМ [10]:

$$B_z = \frac{B_r}{4\pi} \times$$

$$\times \int_{q_1}^{q_2} \Bigg[\operatorname{arctg}\left(\frac{(l-2x)(b-2y\cos q)}{2z_1 \sin q \sqrt{(l-2x)^2 + (b-2y\cos q)^3 + 2z_1 \sin q^2}} \right) +$$

$$+ \operatorname{arctg}\left(\frac{(l-2x)(b+2y\cos q)}{2z_1 \sin q \sqrt{(l-2x)^2 + (b+2y)^2 + 2(z_1 \sin q)^2}} \right) +$$

$$+ \operatorname{arctg}\left(\frac{(l+2x)(b-2y\cos q)}{2z_1 \sin q \sqrt{(l+2x)^2 + (b-2y\cos q)^2 + 2(z_1 \sin q)^2}} \right) +$$

$$+ \operatorname{arctg}\left(\frac{(l-2x)(b+2y\cos q)}{2z_1 \sin q \sqrt{(l-2x)^2 + (b+2y\cos q)^2 + 2(z_1 \sin q)^2}} \right) \Bigg] \mathrm{d}q,$$

где $z_1 = R_1 + \delta/2$; B_r — остаточная индукция ВПМ; x, y, z — координаты точки, в которой рассчитывается магнитная индукция; l — длина МК ГМП в осевом направлении; $b = 2\pi R_1$; R_1 — внешний радиус МК; $q_1 = 0$; $q_2 = 360$.

С учетом температурного фактора получим:

$$B_z = \frac{B_{r1}}{4\pi} f\{x, y, z_1\} - \frac{B_{r2}}{4\pi} f\{x, y, z_2\},$$

где B_{r1}, B_{r2} — остаточные индукции ВПМ соответственно внешнего и внутреннего МК;

$$f\{x, y, z_1\} =$$

$$= \int_{q_1}^{q_2} \Bigg[\operatorname{arctg}\left(\frac{(l-2x)(b-2y\cos q)}{2z_1 \sin q \sqrt{(l-2x)^2 + (b-2y\cos q)^3 + 2z_1 \sin q^2}} \right) +$$

$$+ \operatorname{arctg}\left(\frac{(l-2x)(b+2y\cos q)}{2z_1 \sin q \sqrt{(l-2x)^2 + (b+2y)^2 + 2(z_1 \sin q)^2}} \right) +$$

$$+ \operatorname{arctg}\left(\frac{(l+2x)(b-2y\cos q)}{2z_1 \sin q \sqrt{(l+2x)^2 + (b-2y\cos q)^2 + 2(z_1 \sin q)^2}} \right) +$$

$$+ \operatorname{arctg}\left(\frac{(l-2x)(b+2y\cos q)}{2z_1 \sin q \sqrt{(l-2x)^2 + (b+2y\cos q)^2 + 2(z_1 \sin q)^2}} \right) \Bigg] \mathrm{d}q;$$

$$f\{x, y, z_2\} =$$

$$= \int_{q_1}^{q_2} \left[\operatorname{arctg}\left(\frac{(l-2x)(b-2y\cos q)}{2z_2 \sin q \sqrt{(l-2x)^2 + (b-2y\cos q)^3 + 2z_2 \sin q^2}} \right) + \right.$$

$$+ \operatorname{arctg}\left(\frac{(l-2x)(b+2y\cos q)}{2z_2 \sin q \sqrt{(l-2x)^2 + (b+2y)^2 + 2(z_2 \sin q)^2}} \right) +$$

$$+ \operatorname{arctg}\left(\frac{(l+2x)(b-2y\cos q)}{2z_2 \sin q \sqrt{(l+2x)^2 + (b-2y\cos q)^2 + 2(z_2 \sin q)^2}} \right) +$$

$$\left. + \operatorname{arctg}\left(\frac{(l-2x)(b+2y\cos q)}{2z_2 \sin q \sqrt{(l-2x)^2 + (b+2y\cos q)^2 + 2(z_2 \sin q)^2}} \right) \right] \mathrm{d}q,$$

где $z_1 = R_2 + \delta/2$.

Так как основным эксплуатационным показателем ГМП является сила, которую можно определить по формуле Максвелла $F = \frac{B_z^2 S}{\mu_0}$, то можно найти силу отталкивания в воздушном зазоре ГМП:

$$F = \frac{B_{r1}^2 S f^2\{x, y, z_1\} + B_{r2}^2 S f^2\{x, y, z_2\} +}{16\pi^2 \mu_0} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{B_{r1} B_{r2} S f\{x, y, z_2\} f\{x, y, z_1\}}{}. \qquad (12)$$

Известно, что при нагревании ВПМ изменяется не только его остаточная индукция, но и коэрцитивная сила, причем быстрее остаточной индукции, поэтому целесообразно представить выражение (12) как функцию от B_r и H_c, используя уравнение $B_r = \mu_0 \mu H_c$.

$$F = \left[\frac{B_{r1} H_{c1}}{\mu_0 \mu} S f^2\{x, y, z_1\} + \frac{B_{r2} H_{c2}}{\mu_0 \mu} S f^2\{x, y, z_2\} + \right.$$

$$\left. + B_{r1} B_{r2} S f\{x, y, z_2\} f\{x, y, z_1\} \right] / (16\pi^2 \mu_0). \qquad (13)$$

С учетом влияния на B_r и H_c температуры ВПМ при допущении, что температура вала равна температуре окружающей среды, формула (13) будет иметь вид:

$$F = \frac{B_{r1}(\Theta_2) H_{c1}(\Theta_2) S f^2\{x, y, z_1\} +}{16\pi^2 \mu_0^2 \mu} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{+ B_{r2}(\Theta) H_{c2}(\Theta) S f^2\{x, y, z_2\}}{} +$$

$$+ \frac{B_{r1}(\Theta_2) B_{r2}(\Theta) S f\{x, y, z_2\} f\{x, y, z_1\}}{16\pi^2 \mu_0}, \qquad (14)$$

где $B_r(\Theta_2) = B_r\left(1 + \frac{k_{B_r}(\Theta_2 - 23)}{100}\right)$; $H_c(\Theta_2) = H_c\left(1 - \frac{k_{H_c}(\Theta_2 - 23)}{100}\right)$ — текущие значения остаточной индукции и коэрцитивной силы ВПМ [11]; B_r и H_c — значения остаточной индукции и коэрцитивной силы ВПМ, указываемые в технической характеристике; Θ_2 — температура ВПМ; k_{B_r} и k_{H_c} — температурные коэффициенты соответственно остаточной индукции и коэрцитивной силы ВПМ по его технической характеристике.

Таким образом, выражения (7) и (14) являются дополнением к полученным ранее в работе [9] математической модели ГМП.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Особенности** применения гибридных магнитных подшипников в быстроходных магнитоэлектрических машинах / А. А. Герасин, Ф. Р. Исмагилов, И. Х. Хайруллин, В. Е. Вавилов // Современные проблемы науки и образования. 2012. № 5. URL: http://www.science-education.ru/105-7245.

2. **Вавилов В. Е.** Гибридные магнитные подшипники в системах компрессорных установок производства углеводородных газов // VIII конф. "Изобретательство и рационализаторство молодых работников в вопросах транспортировки природного газа". Уфа: ООО "Газпром трансгаз", 2012. С. 130—133.

3. **Petzold O.** Hybrid magnete fur einen magnetischgelagerten Rundtisch // Technische mechanic. 2006. P. 85—86.

4. **Beniakar M., Kefalas T., Kladas A.** Investigan of the Impact of the Operational Temperature of a Surface Permanent Magnet Motor // Materials Science Forum. 2011. V. 670. P. 259—264.

5. **Гуревич Э. И., Рыбин Ю. Л.** Переходные тепловые процессы в электрических машинах. Л.: Энергоатомиздат, 1983. 216 с.

6. **Журавлев Ю. Н.** Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. СПб.: Политехника, 2003. 206 с.

7. **Вышков Ю. Д. Иванов В. И.** Магнитные опоры в автоматике. М.: Энергия, 1978. 160 с.

8. **Ковач К. П., Рац И.** Переходные процессы в машинах переменного тока / Под ред. А. И. Вольдека, пер. с нем. А. А. Дартау, В. А. Щедровича. Л.: Госэнергоиздат, 1963. 744 с.

9. **Математическая** модель системы электромагнитного управления гибридным магнитным подшипником / А. А. Герасин, Ф. Р. Исмагилов, И. Х. Хайруллин и др. // Вестник машиностроения. 2013. № 1. С. 30—34.

10. **Vavilov V. E, Ismagilov F. R., Boikova O. A.** Magnetic Bearing with Radial Magnetized Permanent Magnets // World Applied Sciences. 2013. N. 23 (4). P. 495—499.

11. **Beniakar M., Kefalas T., Kladas A.** Investigan of the Impact of the Operational Temperature of a Surface Permanent Magnet Motor // Materials Science Forum. 2011. V. 670. P. 259—264.

УДК 621.833.001.573

С. П. АНДРОСОВ, канд. техн. наук (Омский ГТУ), И. Г. БРАИЛОВ, д-р техн. наук (СибАДИ, г. Омск),
Д. В. ВИЗИГИН (Омский ГТУ), e-mail: asp57@list.ru

Модель цилиндрического косозубого зубчатого колеса

Для моделирования косозубого цилиндрического зубчатого колеса определены уравнения винтовых поверхностей зубьев, выраженные параметрическими векторными функциями. Разработана компьютерная программа для расчета и построения 3D-модели зубчатого колеса.

Ключевые слова: зубчатое колесо, зуб, винтовая поверхность, векторная функция, моделирование.

The equations of teeth helical surfaces, expressed in terms of parametric vector functions, are determined for modeling of cylindrical helical gear wheel. The software for analysis and 3D modeling of gear wheel is developed.

Keywords: gear wheel, tooth, helical surface, vector function, modeling.

Зубчатые передачи — наиболее применяемые механические передачи. Их изготовление — одно из самых сложных и трудоемких производств. Из зубчатых передач наиболее технологичными являются цилиндрические передачи с эвольвентным профилем зубьев, что обусловливает их широкое применение.

Сегодня технологии изготовления деталей машин основываются на использовании точных 3D-моделей. Это относится и к зубчатым колесам, при моделировании которых делается множество упрощений. В работе [1] отмечается, что существующие программные продукты предоставляют только графические изображения зубчатых колес, а библиотеки CAD-систем — упрощенные изображения, по которым нельзя оценить геометрию рабочей поверхности зубьев.

Поэтому была поставлена задача — разработать аналитическую параметрическую модель косозубого цилиндрического колеса. Для этого необходимо определить уравнения винтовых поверхностей зубьев в матрично-векторной форме и разработать компьютерную программу для расчета и построения поверхностей зубчатого колеса.

При компьютерном моделировании деталей сложных форм, к которым относятся и косозубые цилиндрические колеса, необходимо точное математическое описание, а также методы графической визуализации деталей, описываемых математическими моделями. Для решения поставленных задач использовали методы дифференциальной геометрии и средства объектно-ориентированного языка ActionScript 3.

Зубчатое колесо характеризуется тремя цилиндрическими поверхностями: поверхностью вершин (радиус R_a) (рис. 1), делительной поверхностью (радиус R), поверхностью впадин (радиус R_f), а также боковой поверхностью зубьев, которая состоит из двух эвольвентных ($LAA'L'$) и $\{L_1BB'L_1'\}$ и двух переходных ($MLL'M'$ и $M_1L_1L_1'M_1'$) поверхностей. Сопряжение поверхностей происходит по линии LL' для левой части зуба и по линии L_1L_1' для правой. Рассмотрим частный случай — переходная поверхность зуба в торцевом сечении имеет профиль в виде дуги окружности. Такая переходная поверхность формируется при нарезании зубчатых колес с положительным смещением исходного контура зуборезного инструмента [2].

В работе [3] получены уравнения левой ($LAA'L'$) и правой ($L_1BB'L_1'$) боковых винтовых эвольвентных поверхностей зуба косозубого колеса, выраженные параметрическими векторными функциями:

$$\left.\begin{aligned}
\bar{r}_{l.s} &= \begin{bmatrix} R_b(\sin(\varphi+\varphi_1-\psi)-\varphi\cos(\varphi-\varphi_1-\psi)) \\ R_b(\cos(\varphi+\varphi_1-\psi)+\varphi\sin(\varphi+\varphi_1-\psi)) \\ -a\varphi_1 \\ 1 \end{bmatrix} \\
\bar{r}_{r.s} &= \begin{bmatrix} -R_b(\sin(\varphi-\varphi_1-\psi)-\varphi\cos(\varphi-\varphi_1-\psi)) \\ R_b(\cos(\varphi-\varphi_1-\psi)+\varphi\sin(\varphi-\varphi_1-\psi)) \\ -a\varphi_1 \\ 1 \end{bmatrix}
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

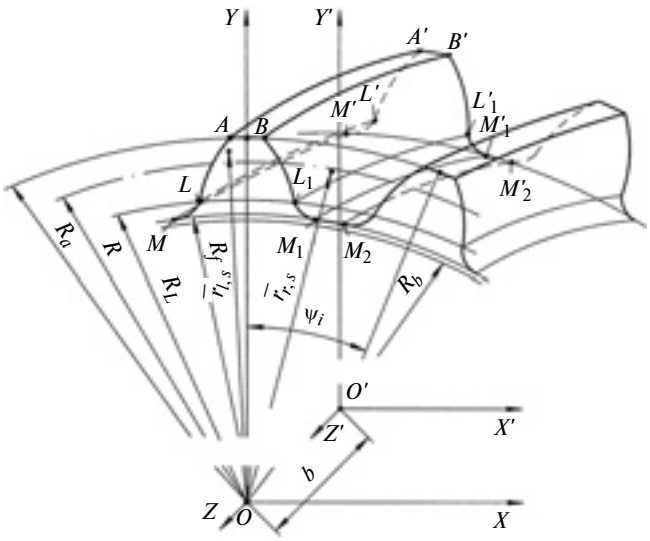


Рис. 1. Элементы зубчатого колеса и используемые обозначения: R_L — радиус сопряжения эвольвентной и переходной поверхностей; R_b — радиус цилиндра основной поверхности; b — ширина зубчатого венца зубчатого колеса

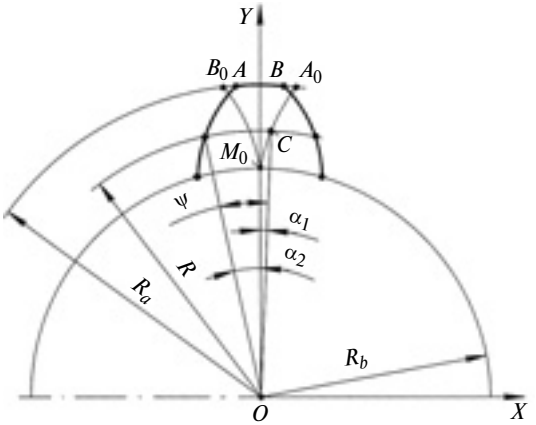


Рис. 2. Схема формирования эвольвентного профиля зуба

где $\bar{r}_{l.s}$, $\bar{r}_{r.s}$ — векторные функции левой и правой эвольвентных поверхностей зуба; φ — угол развернутости эвольвенты; φ_1 — параметрический угол поворота винтовой поверхности относительно начального положения; a — винтовой параметр зубьев колеса; ψ — угол поворота исходных эвольвент M_0A_0 и M_0B_0 при формировании эвольвентного профиля зуба (рис. 2).

Текущий параметрический угол φ_1 изменяется от нуля до максимального значения, которое он принимает на тыльном торцевом сечении зубчатого колеса и определяется по формуле $\varphi_{1\max} = \dfrac{b}{R}\operatorname{tg}\beta$, где β — угол наклона линии зуба на делительном цилиндре.

Угол поворота является суммой $\psi = \alpha_1 + \alpha_2$, причем α_1 — эвольвентный угол в точке C, $\alpha_2 = S_t/(2R)$ (S_t — толщина зуба на поверхности делительного цилиндра).

В работе [4] определены уравнения левой $\{MLL'M'\}$ и правой $\{M_1L_1L_1'M_1'\}$ боковых винтовых переходных поверхностей зуба зубчатого колеса (см. рис. 1):

$$\left.\begin{aligned}
\bar{r}_{l.t.s} &= \begin{bmatrix} f\sin(\varphi_1-\psi_2)+\rho_f\sin(\gamma+\varphi_1-\psi_2) \\ f\cos(\varphi_1-\psi_2)+\rho_f\cos(\gamma+\varphi_1-\psi_2) \\ -a\varphi_1 \\ 1 \end{bmatrix} \\
\bar{r}_{r.t.s} &= \begin{bmatrix} f\sin(\varphi_1+\psi_2)-\rho_f\sin(\gamma-\varphi_1-\psi_2) \\ f\cos(\varphi_1+\psi_2)+\rho_f\cos(\gamma-\varphi_1-\psi_2) \\ -a\varphi_1 \\ 1 \end{bmatrix}
\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Здесь $\bar{r}_{l.t.s}$ и $\bar{r}_{r.t.s}$ — векторные функции левой и правой переходных поверхностей зуба; f — координата центра O_1 скругления в системе координат $X_1O_1Y_1Z_1$ (рис. 3); ρ_f — радиус скругления линии перехода M_2L_{01}; γ — параметрический угол дуги окружности линии перехода, описываемой векторной функцией $\bar{r}_c$ в системе координат $X_1O_1Y_1Z_1$; $\psi_2 = \psi + \psi_1$ — угол поворота исходных профилей $M_2L_{01}A_{01}$ и $M_2L_{02}B_{01}$ (рис. 4) при формировании профиля зуба, где $\psi_1 = \alpha_w - \varphi_{L0}$ определяется из схемы формирования переходной линии (рис. 5) (α_w — угол зацепления; φ_{L0} — угол развернутости эвольвенты M_0A_0 в точке L_0).

В работе [5] приведены уравнения винтовых поверхностей вершины ($AA'B'B$) (см. рис. 1) и впадины ($M_1M_1'M_2'M_2$) зуба:

$$\left.\begin{aligned}
\bar{r}_{s.a} &= \begin{bmatrix} R_a\sin(\varphi_a+\varphi_1) \\ R_a\cos(\varphi_a+\varphi_1) \\ -a\varphi_1 \\ 1 \end{bmatrix} \\
\bar{r}_{s.f} &= \begin{bmatrix} R_f\sin(\varphi_f+\varphi_1) \\ R_f\cos(\varphi_f+\varphi_1) \\ -a\varphi_1 \\ 1 \end{bmatrix}
\end{aligned}\right\} \quad (3)$$

где $\bar{r}_{s.a}$ и $\bar{r}_{s.f}$ — векторные функции поверхностей вершины и впадины зуба; $-\varphi_{a\max} \leqslant \varphi_a \leqslant \varphi_{a\max}$ — параметрический угол дуги окружности вершины зуба (рис. 6); $-\varphi_{f\min} \leqslant \varphi_f \leqslant \varphi_{f\max}$ — параметрический угол дуги окружности.

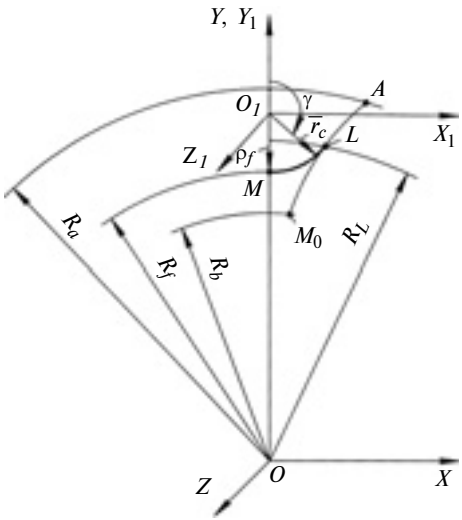


Рис. 3. Параметры линии перехода зуба

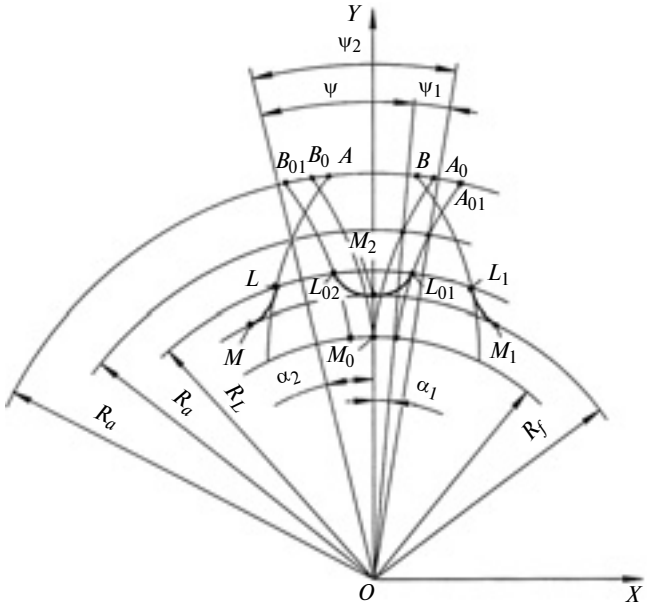


Рис. 4. Схема формирования профиля зуба

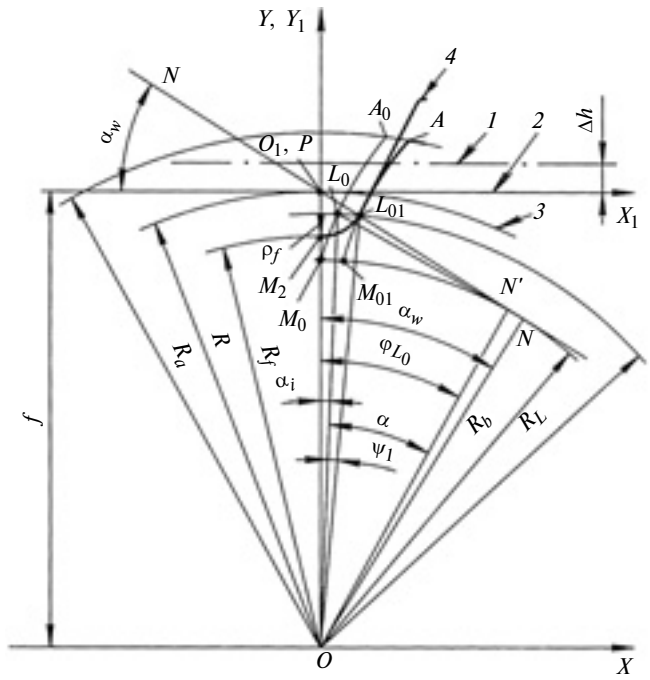


Рис. 5. Схема формирования переходной линии:
1 — средняя линия исходного контура рейки; *2* — начальная прямая; *3* — начальная (делительная) окружность; *4* — рейка; *NN* — линия зацепления; *P* — полюс зацепления; Δh — смещение исходного контура

Максимальное значение угла φ_a находим по формуле

$$\varphi_{a\max} = \operatorname{arctg}\left(-\frac{\sin(\varphi_{\max}-\psi)-\varphi_{\max}\cos(\varphi_{\max}-\psi)}{\cos(\varphi_{\max}-\psi)+\varphi_{\max}\sin(\varphi_{\max}-\psi)}\right),$$

где $\varphi_{\max}$ — угол развернутости эвольвенты на вершине зуба.

Минимальное и максимальное значения угла φ_f вычисляем по формулам:

$$\varphi_{f\min} = \operatorname{arctg}\left(\frac{f\sin\psi_2-\rho_f\sin(\gamma_{\max}-\psi_2)}{f\cos\psi_2+\rho_f\cos(\gamma_{\max}-\psi_2)}\right);$$

$$\varphi_{f\max} = \tau - \varphi_{f\min},$$

где $\gamma_{\max}$ — максимальный параметрический угол дуги окружности переходной кривой; τ — угол между зубьями колеса.

Формулы (1)—(3) описывают винтовые поверхности первого зуба и впадины между первым и вторым зубом колеса. Поверхности последующих зубьев и впадин зубчатого колеса описываются векторными функциями:

$$\bar{r}_{l.s.i} = [M_1]\bar{r}_{l.s}; \quad \bar{r}_{r.s.i} = [M_1]\bar{r}_{r.s};$$
$$\bar{r}_{l.t.s.i} = [M_1]\bar{r}_{l.t.s}; \quad \bar{r}_{r.t.s.i} = [M_1]\bar{r}_{r.t.s};$$
$$\bar{r}_{s.a.i} = [M_1]\bar{r}_{s.a}; \quad \bar{r}_{s.f.i} = [M_1]\bar{r}_{s.f},$$

где $[M_1]$ — матрица поворота вокруг оси OZ по часовой стрелке:

$$[M_1] = \begin{bmatrix} \cos\psi_i & \sin\psi_i & 0 & 0 \\ -\sin\psi_i & \cos\psi_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Угол ψ_i (см. рис. 1) находим по формуле $\psi_i = \dfrac{(i-1)2\pi}{z}$, где $i = 1 \div z$ — номер зуба (впадины) (z — число зубьев).

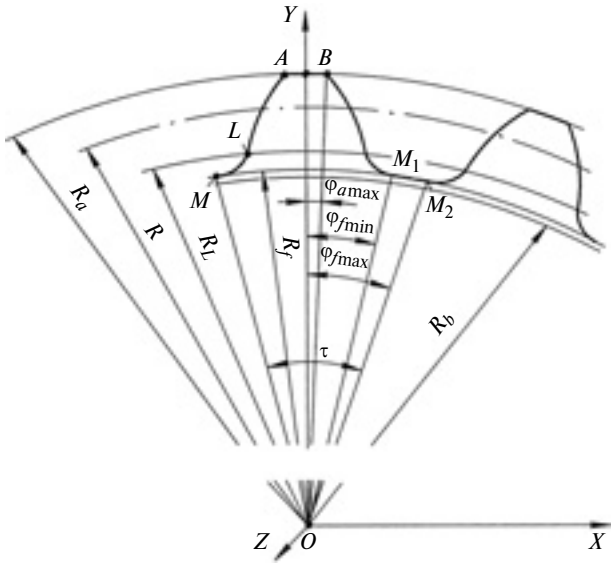


Рис. 6. Торцевое сечение зубчатого колеса

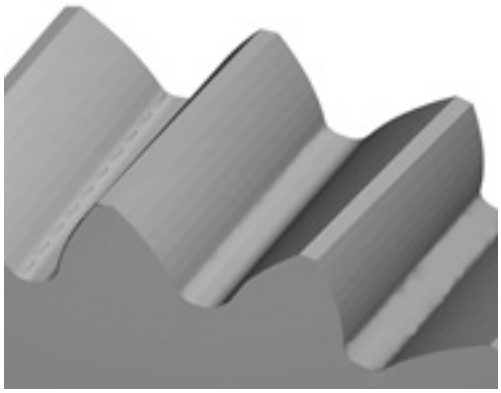


Рис. 7. Фрагмент зубчатого колеса

Выполнив некоторые преобразования, получим векторные функции, описывающие поверхности вершин и впадин всех зубьев зубчатого колеса:

$$\bar{r}_{l.s.i} = \begin{bmatrix} R_b(\sin(\lambda+\psi_i) - \varphi\cos(\lambda+\psi_i)) \\ R_b(\cos(\lambda+\psi_i) + \varphi\sin(\lambda+\psi_i)) \\ -a\varphi_1 \\ 1 \end{bmatrix};$$

$$\bar{r}_{r.s.i} = \begin{bmatrix} -R_b(\sin(\lambda_1-\psi_i) - \varphi\cos(\lambda_1-\psi_i)) \\ R_b(\cos(\lambda_1-\psi_i) + \varphi\sin(\lambda_1-\psi_i)) \\ -a\varphi_1 \\ 1 \end{bmatrix};$$

$$\bar{r}_{l.t.s.i} = \begin{bmatrix} f(\sin(\lambda_2+\psi_i) + \rho_f\sin(\lambda_3+\psi_i)) \\ f\cos(\varphi_1-\psi_2) + \rho_f\cos(\gamma+\varphi_1-\psi_2) \\ -a\varphi_1 \\ 1 \end{bmatrix};$$

$$\bar{r}_{r.t.s.i} = \begin{bmatrix} f(\sin(\lambda_4+\psi_i) - \rho_f\sin(\lambda_5-\psi_i)) \\ f(\cos(\lambda_4+\psi_i) + \rho_f\cos(\lambda_5-\psi_i)) \\ -a\varphi_1 \\ 1 \end{bmatrix};$$

$$\bar{r}_{s.a.i} = \begin{bmatrix} R_a\sin(\varphi_a+\varphi_1+\psi_i) \\ R_a\cos(\varphi_a+\varphi_1+\psi_i) \\ -a\varphi_1 \\ 1 \end{bmatrix};$$

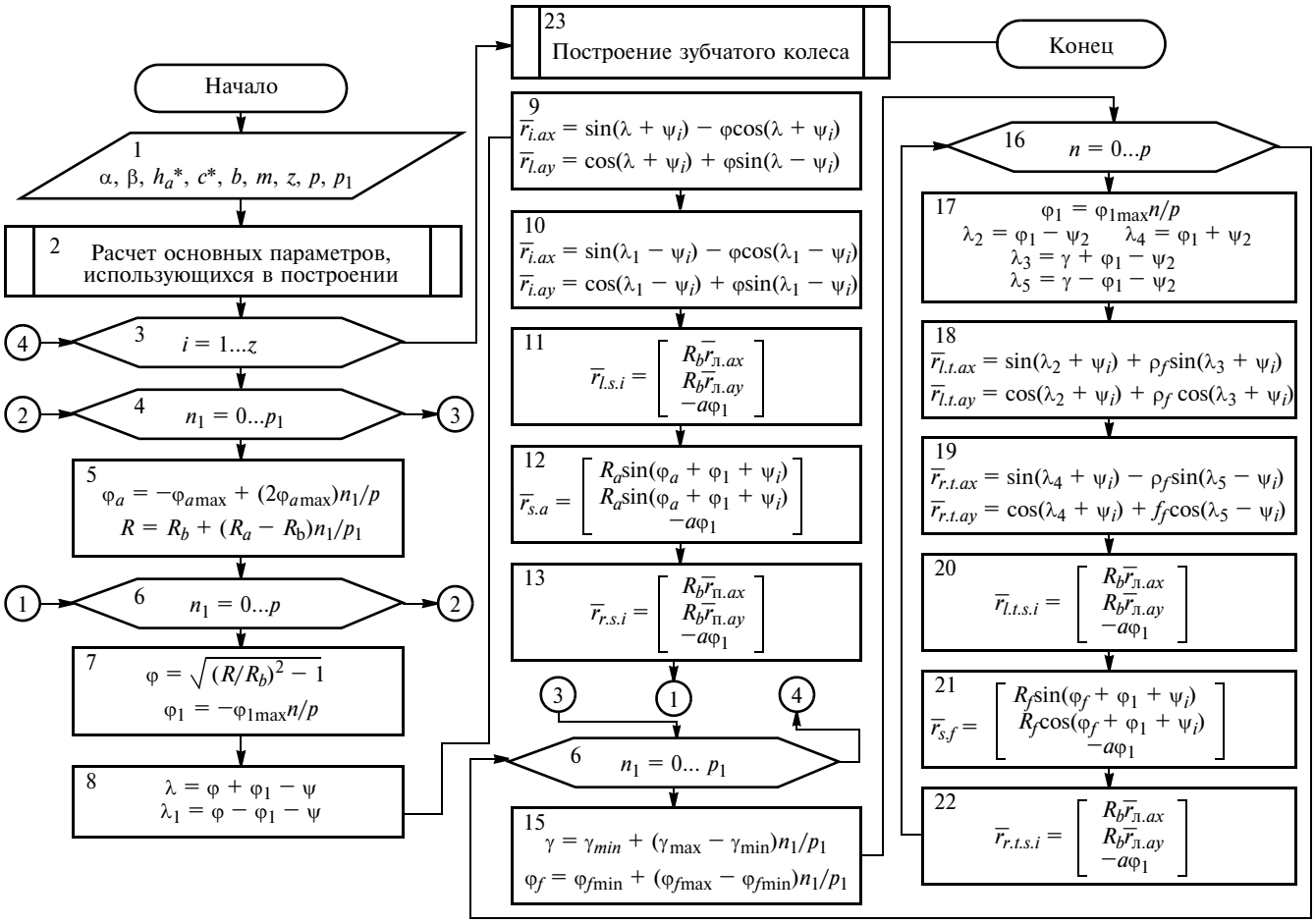


Рис. 8. Алгоритм расчета и построения модели зубчатого колеса

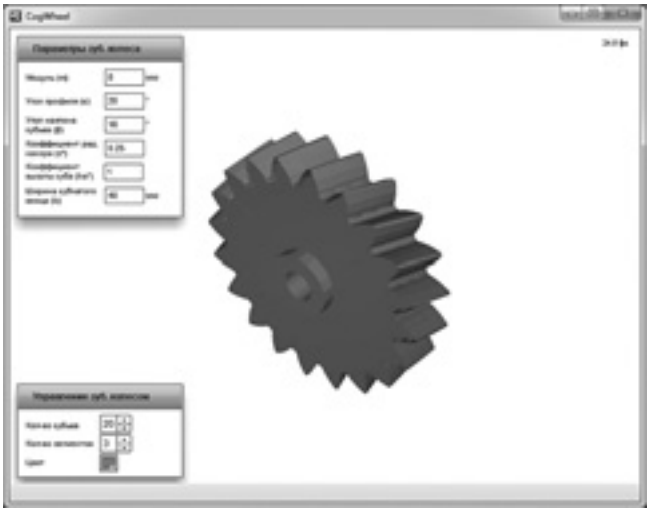


Рис. 9. Главное меню программы

$$\bar{r}_{s.f.i} = \begin{bmatrix} R_f \sin(\varphi_f + \varphi_1 + \psi_i) \\ R_f \cos(\varphi_f + \varphi_1 + \psi_i) \\ -a\varphi_1 \\ 1 \end{bmatrix},$$

где $\lambda = \varphi + \varphi_1 - \psi$; $\lambda_1 = \varphi - \varphi_1 - \psi$; $\lambda_2 = \varphi_1 - \psi_2$; $\lambda_3 = \gamma - \varphi_1 - \psi_2$; $\lambda_4 = \varphi_1 + \varphi_2$; $\lambda_5 = \gamma - \varphi_1 - \psi_2$.

Для расчета и построения 3D-модели цилиндрического косозубого зубчатого колеса разработана компьютерная программа с использованием средств объектно-ориентированного языка ActionScript 3. На рис. 7 представлен фрагмент объемного изображения зубчатого колеса, на рис. 8 — алгоритм расчета и построения модели, а на рис. 9 — главное окно программы.

Расчет и построение модели зубчатого колеса выполняли при следующих исходных данных: $m = 8$ мм; $\beta = 16°$; угол профиля $\alpha = 20°$; $z = 20$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0{,}25$; коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1$; $b = 40$ мм.

Таким образом, получены уравнения винтовых поверхностей косозубого зубчатого колеса, выраженные параметрическими векторными функциями. Разработана 3D-модель косозубого зубчатого колеса, которая существенно отличается от известных моделей [6], реализуемых в графических редакторах с использованием инструментальных средств в виде эскиза с последующим его перемещением и поворотом.

Особенность предложенной аналитической модели заключается в том, что пространственное описание поверхностей зубьев обеспечивает моделирование различных эксплуатационных и технологических процессов и определение их параметров, например таких параметров как нормаль в любой точке поверхности, которая необходима для расчета проекций сил в зацеплении, как расстояния от рассматриваемой точки поверхности до оси зубчатого колеса и оси симметрии зуба, которые необходимых при исследовании изгибной прочности зубьев, площади поверхности и пр.

Результаты моделирования можно использовать при решении прямой задачи формообразования при зубофрезеровании в объемном представлении, которая заключается в том, что по известным описаниям поверхностей зубьев зубчатого колеса и кинематической схеме обработки определяется исходная поверхность инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лопатин Б. А., Хаустов С. А.** Автоматизированная система моделирования и анализа способов формирования зубьев зубчатых колес // Вестник Южно-Уральского ГУ. Сер. Машиностроение. 2008. № 10. Вып. 11. С. 72—77.
2. **Цилиндрические** эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления / И. А. Болотовский, Б. И. Гурьев, В. Э. Смирнов, Б. И. Шендерей. М.: Машиностроение, 1974. 160 с.
3. **Андросов С. П., Браилов И. Г.** Описание эвольвентных поверхностей зубьев цилиндрических косозубых колес векторными функциями. Современные проблемы машиностроения // 4-я междунар. науч.-техн. конф. Томск: Изд-во Томского политех. ун-та, 2010. С. 23—28.
4. **Андросов С. П., Браилов И. Г.** Описание переходных поверхностей зубьев косозубых колес векторными функциями // Изв. Самарского науч. центра РАН. Т. 12. 2010. № 4 (3). С. 544—547.
5. **Androsov S. P.** Modeling of surfaces of tips and slots of helical cylindrical gears // Nauka I studia. Techniczne nauki. 2012. № 20 (65). Przemysl. P. 77—84.
6. **Инженерная** 3D-компьютерная графика / А. Л. Хейфец, А. Н. Логиновский, И. В. Буторина, В. Н. Васильева. М.: Изд-во Юрайт, 2012. 464 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 62-23

С. В. АЛЮКОВ, канд. техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: alysergey@gmail.com

Внешняя характеристика инерционной бесступенчатой передачи с повышенной нагрузочной способностью

Представлены физическая и математическая модели инерционной автоматической бесступенчатой передачи с повышенной нагрузочной способностью без корпусного механизма свободного хода, внешняя характеристика которой близка к идеальной.

Ключевые слова: инерционная передача, импульсный механизм, механизм свободного хода, физическая и математическая модели, внешняя характеристика.

The physical and mathematical models of inertia automatic stepless gear with increased load capability without box-type free-wheel mechanism, the external characteristic of which is close to the error-free behavior, are presented.

Keywords: inertia gear, impulse mechanism, free-wheel mechanism, physical and mathematical models, external characteristic.

Инерционные передачи [1] по сравнению с другими бесступенчатыми передачами имеют компактную конструкцию, высокий КПД, широкий диапазон изменения момента и другие преимущества, однако несмотря на это не находят широкого применения из-за наличия механизмов свободного хода (МСХ), работающих при значительных пиковых нагрузках и высокой частоте включений/выключений, что приводит к снижению надежности и долговечности как самих механизмов, так и передачи в целом.

Общая схема инерционных бесступенчатых передач содержит импульсный механизм (ИМ) с неуравновешенными грузами, например, планетарный механизм с неуравновешенными сателлитами и два МСХ, из которых один (выходной) передает крутящий момент на ведомый вал, а другой (корпусный) замыкает обратный импульс момента на корпус передачи. Повысить надежность передачи можно сокращением числа МСХ.

В статье рассматривается построение внешней характеристики инерционной передачи без корпусного МСХ [2]. Конструктивное решение заключается в том, что выходной вал ИМ связан с корпусом не МСХ, как в общей схеме, а упругой связью в окружном направлении, например, крутильной пружиной или торсионным валом. Это позволяет не только сократить число МСХ, снижающих надежность передачи, но и уменьшить нагрузки на оставшийся выходной МСХ в результате накопления потенциальной энергии в упругой связи при действии обратного импульса. При этом нагрузочная способность инерционной передачи повышается.

Интерес представляет вид внешней характеристики, во многом определяющий применение такой инерционной передачи в приводах разных машин и механизмов.

Физическая модель передачи

На рис. 1 приведена кинематическая схема инерционной бесступенчатой передачи. Упругая связь показана схематично и определяет связь выходного вала ИМ не в радиальном, а в окружном направлении. Принцип работы передачи следующий. При вращении ведущего вала *1* (входной вал ИМ) неуравновешенные грузовые звенья *2* создают знакопеременные импульсы момента, действующие на выходной вал *3* ИМ. Так как вал *3* связан с корпусом упругой связью *4*, то он также совершает знакопеременные колебания, накапливая потенциальную энергию упругого элемента при обратном движении и отдавая ее при передаче момента через выходной МСХ *5* на ведомый вал *6* при прямом движении. Упругая связь *4* определяет связь выходного вала ИМ в окружном направлении.

Рассмотрим, например, режим работы передачи с заторможенным ведомым валом, который является наиболее нагруженным режимом. Определим средние моменты, действующие на ведомый вал в общей жесткой (без учета упругости звеньев) схеме инерционной передачи и в передаче с упругой связью вместо корпусного МСХ, соответственно по формулам:

$$M_{\text{ср}} = A\int_0^{\pi}\sin x\,\mathrm{d}x = 2A;$$

$$M_{\text{ср}} = B\int_0^{2\pi}(1+\sin x)\,\mathrm{d}x = 2\pi B,$$

где A и B — коэффициенты, зависящие от параметров ИМ.

Приравняв средние моменты, получим $B = A/\pi$. Нетрудно установить, что во втором случае макси-

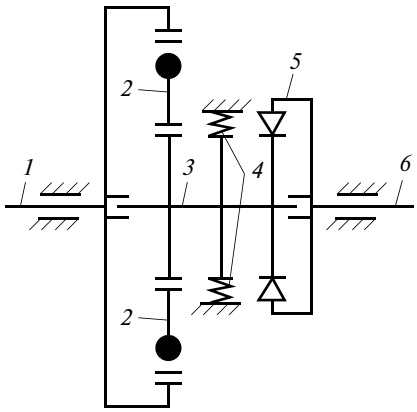


Рис. 1. Кинематическая схема инерционной бесступенчатой передачи

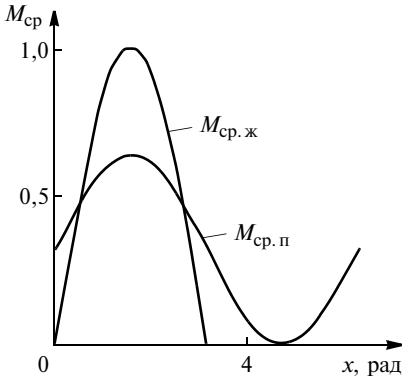


Рис. 2. Графики моментов, действующих на ведомый вал

мальный момент, действующий на ведомый вал передачи, снижается в $\pi/2$ раз.

Рассмотренный пример иллюстрируют графики моментов (рис. 2), действующих на ведомый вал передачи, для общей жесткой схемы ($M_{ср.ж}$) и для предложенной передачи ($M_{ср.п}$).

Математическая модель передачи

Математическую модель автоматической бесступенчатой передачи можно построить на основании уравнений Лагранжа второго рода [3]. Так как передача представляет собой механическую систему с переменной структурой, то можно выделить два участка в пределах одного цикла работы: 1) участок раздельного движения выходного вала ИМ и ведомого вала передачи; 2) участок их совместного движения. На каждом участке движение передачи описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений с учетом динамической характеристики приводного двигателя [4]. При построении математической модели за обобщенные координаты приняты углы α, β и γ поворота соответственно ведущего вала *1*, выходного вала (реактора) *3* ИМ и ведомого вала *6* (см. рис. 1).

На первом участке движения система дифференциальных уравнений имеет вид:

$$\left.\begin{aligned}
&A_1\ddot{\alpha} + A_2\ddot{\beta} + A_4(\dot{\alpha}-\dot{\beta})^2 + A_6\dot{\beta}^2 = M_D;\\
&A_2\ddot{\alpha} + A_3\ddot{\beta} + A_5(\dot{\alpha}-\dot{\beta})^2 - A_6\dot{\alpha}^2 + c\beta = 0;\\
&J_4\ddot{\gamma} = -M_c;\\
&M_D = M_н - T\dot{M}_D - \frac{1}{\nu\omega_x}(\dot{\alpha}-\omega_н),
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где

$$A_1 = J_1 + nma^2 + \left(\frac{a}{k}+q\right)^2 nJ_3 + 2nmah\left(\frac{a}{k}+q\right)\cos\psi;$$

$$A_2 = nmab + \left(\frac{a}{k}+q\right)\left(\frac{b}{k}-q\right)nJ_3 +$$

$$+\ nmh\left(\frac{2ab}{k}+(b-a)q\right)\cos\psi;$$

$$A_3 = J_2 + nmb^2 + \left(\frac{b}{k}+q\right)^2 nJ_3 + 2nmbh\left(\frac{b}{k}-q\right)\cos\psi;$$

$A_4 = -nmah\left(\frac{a}{k}+q\right)\sin\psi$; $A_5 = nmbh\left(\frac{b}{k}-q\right)q\sin\psi$; $A_6 = nmkhq\sin\psi$; $\psi = q(\alpha-\beta)$; $k = a + b$; J_1, J_3, J_4 — моменты инерции соответственно валов *1*, *3* и *6*; nJ_2 — суммарный момент инерции звеньев *2* относительно геометрического центра; nm —суммарная масса звеньев *2*; h — расстояние между геометрическим центром и центром масс звена *2*; a, b, q — параметры ИМ; c — угловая жесткость элемента *4*; M_c — момент сопротивления, действующий на вал *2*; M_D — крутящий момент, действующий на вал *1*; $M_н$ — номинальный момент ротора двигателя; ω_x и $\omega_н$ — угловые скорости соответственно на идеальном холостом ходу и номинальная; T — электромагнитная постоянная времени двигателя; ν — коэффициент крутизны статической характеристики.

На втором участке движения система дифференциальных уравнений имеет вид:

$$\left.\begin{aligned}
&A_1\ddot{\alpha} + A_2\ddot{\beta} + A_4(\dot{\alpha}-\dot{\beta})^2 + A_6\dot{\beta}^2 = M_D;\\
&A_2\ddot{\alpha} + (A_3+J_4)\ddot{\beta} + A_5(\dot{\alpha}-\dot{\beta})^2 - A_6\dot{\alpha}^2 + c\beta = -M_c;\\
&\ddot{\gamma} = \ddot{\beta};\\
&M_D = M_н - T\dot{M}_D - \frac{1}{\nu\omega_x}(\dot{\alpha}-\omega_н).
\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Воспользовавшись допущением о постоянстве угловой скорости ведущего вала $\dot{\alpha} = \omega \equiv \text{const}$ [5], можно значительно упростить математическую модель передачи, снизив порядок систем дифференциальных уравнений (1) и (2), которые соответственно примут вид:

$$\left.\begin{aligned}
&A_3\ddot{\beta} + A_5(\dot{\omega}-\dot{\beta})^2 - A_6\dot{\omega}^2 + c\beta = 0;\\
&J_4\ddot{\gamma} = -M_c.
\end{aligned}\right\} \quad (3)$$

$$\left.\begin{aligned}
&(A_3+J_4)\ddot{\beta} + A_5(\dot{\omega}-\dot{\beta})^2 - A_6\dot{\omega}^2 + c\beta = -M_c;\\
&\ddot{\gamma} = \ddot{\beta}.
\end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Построение периодических режимов для рассматриваемой схемы инерционной передачи осложняется ее ступенчатой структурой. Исследовать динамику таких систем трудно, так как отдельно рассматриваются участки с постоянной структурой с дальнейшей их состыковкой. Поэтому, используя известные методы анализа, в частности метод припасовывания, отслеживают переходы от участка к участку. Наличие упругих элементов не позволяет заранее определить углы ψ поворота звеньев *2*, соответствующие границам участков. Кроме того, из-

начально не известно искомое периодическое решение.

Для устранения существующих затруднений автором разработаны методы совершенствования математических моделей технических систем переменной структуры [6], с помощью которых, используя функцию Хевисайда $\Phi(x)$, системы уравнений (3) и (4) приводятся к одной системе уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &\{A_3 + J_4[1-\Phi(\dot\gamma-\dot\beta)]\}\ddot\beta + A_5(\omega-\dot\beta)^2 - A_6\omega^2 + \\ &+ c\beta = -M_c[1-\Phi(\dot\gamma-\dot\beta)]; \\ &J_4\ddot\gamma = -M_c\Phi(\dot\gamma-\dot\beta) + J_4\ddot\beta[1-\Phi(\dot\gamma-\dot\beta)]. \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

Математическая модель передачи в виде системы уравнений (5) позволяет при исследовании движения передачи не отслеживать переход движения от участка к участку, а ограничиться лишь заданием начальных условий. При этом исследование динамики передачи значительно упрощается.

Построение внешней характеристики

Построим, например, внешнюю характеристику инерционной передачи с параметрами: $J_1 = 2$ кг · м^2; $J_2 = 0{,}5$ кг · м^2; $nJ_3 = 0{,}25$ кг · м^2; $J_4 = 4$ кг · м^2; $nm = 5$ кг; $a = 0{,}02$ м; $b = 0{,}08$ м; $k = 0{,}1$ м; $h = 0{,}083$ м; $q = 4/3$; $M_c = 60$ Н · м; $\omega = 150$ рад/с; $c = 500$ Н · м.

С помощью программы MathCAD найдем периодические решения уравнений (5). Графики некоторых решений в виде зависимостей угловых скоростей ведомого вала ($\dot\gamma$) и выходного вала ($\dot\beta$) ИМ от времени t для небольших и больших моментов M_c сопротивления приведены соответственно на рис. 3, *а* и *б*. Видно, что с началом движения ве-

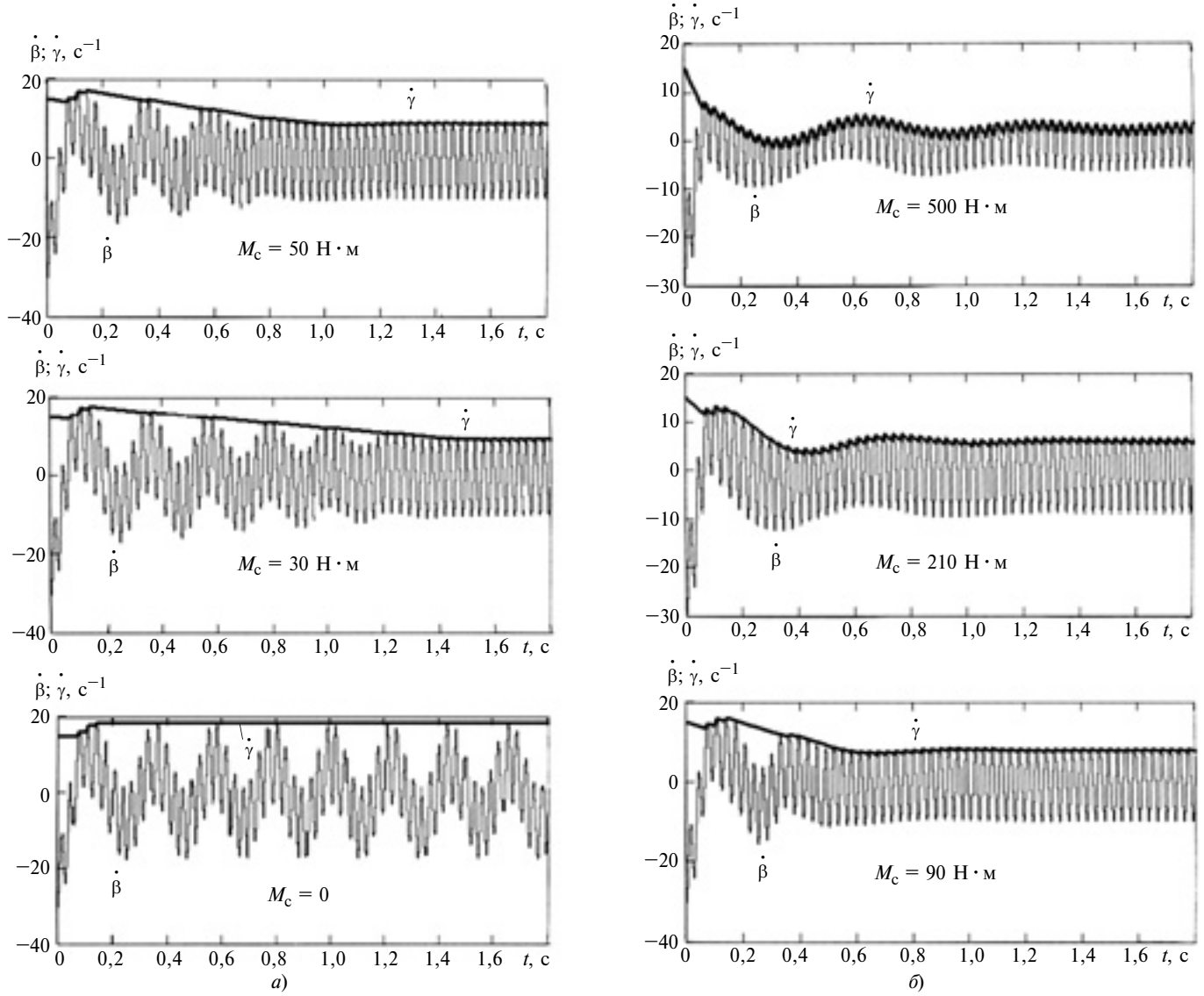


Рис. 3. Зависимости угловых скоростей выходного ($\dot\beta$) ИМ и ведомого ($\dot\gamma$) валов от времени t при небольших (*а*) и больших (*б*) моментах M_c сопротивления

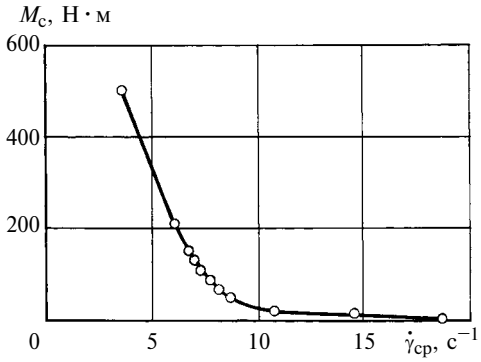


Рис. 4. Внешняя характеристика инерционной передачи

домый вал достаточно быстро выходит на установившийся режим.

Неравномерность вращения ведомого вала увеличивается с ростом нагрузки, что указывает на целесообразность применения инерционных передач в тех случаях, когда вибрационная подача момента на рабочий орган способствует интенсификации процесса.

Вопрос о применении рассматриваемой инерционной передачи для конкретного технологичного процесса можно решить построением внешней характеристики, которая для бесступенчатой передачи с одним выходным МСХ может быть получена на основании изучения устойчивых периодических режимов.

По полученным результатам периодических решений построили внешнюю характеристику инерционной передачи $M_c = f(\dot{\gamma}_{ср})$, где $\dot{\gamma}_{ср}$ — средняя угловая скорость ведомого вала, соответствующая установившемуся периодическому движению (рис. 4). Точки на графике соответствуют периодическим решениям дифференциальных уравнений движения передачи. Полученная характеристика практически соответствует идеальной, что подтверждает перспективность применения инерционных передач в разных машинах и механизмах.

Предложенная инерционная передача может работать и в режиме прямой передачи, для этого достаточно создать конструктивную связь упругого звена с корпусом через тормозной механизм или муфту, которые обеспечивают вращение реактора ИМ совместно с ведомым валом передачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Леонов А. И.** Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. М.: Машиностроение, 1978. 224 с.
2. **Пат. 118710 Рос. Федерации:** МПК F16 H 33/14. Бесступенчатая механическая импульсная передача.
3. **Алюков С. В.** Инерционная автоматическая бесступенчатая передача повышенной надежности // Автомобильная промышленность. 2013. № 1. С. 5—8.
4. **Вейц В. А.** Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. 370 с.
5. **Полецкий А. Т., Васин Г. Г.** К интегрированию уравнений инерционного трансформатора момента // Динамика машин. М.: Машиностроение, 1969. С. 64—69.
6. **Алюков С. В.** Совершенствование математических моделей инерционных трансформаторов вращающего момента // Вестник машиностроения. 2010. № 6. С. 3—10.

УДК 621.855

С. А. МЕТИЛЬКОВ, С. Б. БЕРЕЖНОЙ, доктора технических наук (КубГТУ, г. Краснодар), e-mail: smetilkov@mail.ru

Проектирование встроенных многоваловых цепных передач

Предложен метод проектирования встроенных многоваловых цепных передач на основании выбора оптимальной обводки звездочек приводной роликовой цепью.

Ключевые слова: многоваловая цепная передача, обводка, оптимизация, изнашивание.

The method of designing of built-in multishaft chain gears on the basis of selection of optimal bypass of chain wheels by drive roller chain is given.

Keywords: multishaft chain gear, bypass, optimization, wear.

При проектировании многоваловых цепных передач (рис. 1) используют следующие исходные данные: межосевые расстояния a_j между валами смежных звездочек; частоты n_j их вращения и номинальные мощности P_j на валах, где j — порядковые номера звездочек, для ведущей звездочки $j = 1$, для ведомых — $j = 2, 3, ..., m$.

В зависимости от назначения цепные передачи могут встраиваться в конструкцию машины или работать как самостоятельный механизм. В работах [1—3] даны рекомендации по проектированию цепной передачи как самостоятельного узла. Например, расстояние между смежными звездочками рекомендуется принимать $a_j = (30 \div 50)t$ (где t — шаг приводной роликовой цепи), что не всегда можно реализовать, так как расположение (координаты осей) валов определяется компоновкой агрегатов машины.

При выборе звездочек приходится решать две задачи: с одной стороны, использование звездочек с большими числами зубьев позволяет уменьшить окружные усилия в ветвях передачи и относительное перемещение в шарнирах цепи, повысить равномерность вращения ведомых систем, а следовательно, работоспособность цепной передачи; с

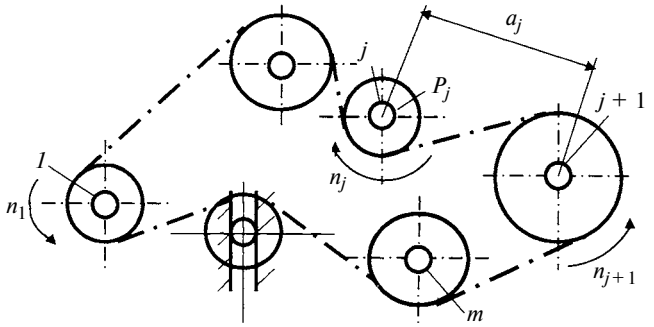


Рис. 1. Схема цепной передачи с несколькими валами

другой стороны, это приводит к повышению скорости цепи, увеличению габаритных размеров, металлоемкости и стоимости цепной передачи, а также к снижению ее кинематической долговечности.

Минимальное число $z_{\min}$ зубьев звездочки определяют в зависимости от максимального передаточного отношения $i_{\max}$:

$$z_{\min} = 29 - 2i_{\max} \geqslant 15. \qquad (1)$$

Передаточное отношение определяется отношением частоты n_1 вращения ведущей звездочки к минимальной частоте $n_{\min}$ вращения: $i_{\max} = n_1/n_{\min} \leqslant 7$, поэтому при $i_{\max} > 7$ следует одну цепную передачу заменить двумя последовательными цепными передачами.

Число зубьев ведущей звездочки выбирают из условия $z_1 \geqslant z_{\min}$.

Число зубьев ведомой звездочки выбирают по зависимости

$$z_{j+1} = z_1 i_j, \qquad (2)$$

где $i_j = i_1/n_{j+1}$, $j = 1, 2, ..., m - 1$.

Рассчитанные по формулам (1) и (2) числа зубьев округляют до ближайшего целого числа. Целесообразно выбирать звездочки с нечетным числом зубьев для обеспечения их равномерного изнашивания. Максимальное число зубьев каждой звездочки в конкретной передаче выбирают с учетом габаритных размеров и предельной скорости цепи.

Мощность на ведущей звездочке равна сумме мощностей на ведомых звездочках с учетом КПД η цепной передачи:

$$P_1 = \frac{1}{\eta} \sum_{j=2}^{m} P_j.$$

Геометрический расчет разработан в основном для цепных передач с двумя валами. Особенность проектирования передач с несколькими валами [2, 4] состоит в том, что может быть много вариантов обводки звездочек цепью при неизменных координатах центров валов, направлениях их вращения, передаточных числах и распределении энергии по валам передачи. Поэтому при разработке кинематической схемы передачи необходимо выбрать рациональную схему обводки звездочек, при которой увеличение среднего шага цепи за единицу времени было бы минимальным.

Увеличение среднего шага цепи за единицу времени или скорость изнашивания цепи [2] определяется по формуле

$$\upsilon_{\Delta t} = \frac{3600}{W_{\text{к}} t}\left[\upsilon I_{\text{р}0} K_{\text{э}} 2\pi d_2 \sum_{j=1}^{m} p_j\left(\frac{1}{z_j} + \frac{1}{z_{j+1}}\right)\right], \qquad (3)$$

где $W_{\text{к}}$ — число звеньев в цепном контуре; t и d_2 — шаг и диаметр валика цепи; υ — скорость цепи; $I_{\text{р}0}$ — нормированная удельная интенсивность изнашивания цепи; $K_{\text{э}}$ — коэффициент эксплуатации передачи; $p_j = \frac{1000}{\upsilon A_{\text{оп}}\eta}\left(P_1 - \sum_{j=2}^{j} P_j\right)$ — давление в шарнире j-й ветви передачи; $A_{\text{оп}}$ — площадь опорной поверхности в шарнире.

В цепной передаче параметры цепи $W_{\text{к}}$, t, d_2, υ, $I_{\text{р}0}$ и $K_{\text{э}}$ не зависят от варианта обводки звездочек. Увеличение среднего шага Δt цепи за единицу времени [см. формулу (3)] зависит только от величины $\sum_{j=1}^{m} p_j\left(\frac{1}{z_j} + \frac{1}{z_{j+1}}\right)$. Для минимизации изнашивания цепи за единицу времени должно выполняться условие:

$$p_j\left(\frac{1}{z_j} + \frac{1}{z_{j+1}}\right) \to \min \text{ при } j = 1, 2, ..., m. \qquad (4)$$

Условие (4) предполагает, что при обводке каждую следующую смежную звездочку необходимо выбирать с большим числом зубьев. Это условие особенно актуально для первой ветви передачи ($j = 1$), так как в шарнире этой ветви давление максимальное. Если смежные звездочки в передаче вращаются в разные стороны, то зоны изнашивания шарниров не совпадают, что способствует уменьшению износа цепи.

Таким образом, при выборе рациональной обводки ведомых звездочек необходимо учитывать следующее:

1) число зубьев каждой следующей звездочки в ветви передачи должно быть больше числа зубьев предыдущей звездочки;

2) желательно, чтобы смежные звездочки вращались в противоположных направлениях;

3) число натяжных звездочек должно быть минимальным;

4) натяжную звездочку следует устанавливать за последней ведомой звездочкой;

5) не использовать обводную звездочку; если необходимо, то ее целесообразно устанавливать ближе к последнему ведомому валу передачи.

Рассмотрим возможные варианты обводки звездочек в цепной передаче с тремя валами. В вари-

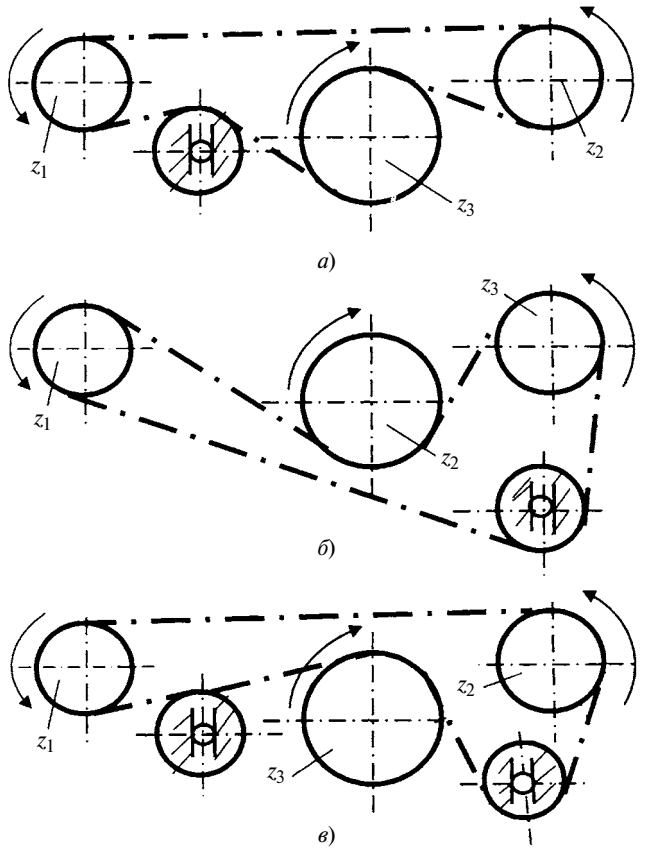


Рис. 2. Возможные варианты обводки звездочек в цепной передаче с тремя валами

анте на рис. 2, *а* для первой ветви не выполняются рекомендации 1 и 2, поэтому данный вариант обводки нельзя признать рациональным. Оптимальный вариант обводки, в котором выполнены все рекомендации, приведен на рис. 2, *б*. Вариант обводки на рис. 2, *в* — самый неудачный, так как появляется обводная звездочка; в результате увеличивается трение в шарнирах цепи по сравнению с первыми двумя вариантами.

Эффективность рациональной обводки звездочек цепью рассмотрим на следующем примере. Сравним обводку звездочек с числами зубьев $z_1 = 19$, $z_2 = 25$, $z_3 = 57$ и давлениями в шарнирах $p_1 = 20$ МПа, $p_2 = p_3 = 10$ МПа (см. рис. 2, *а*) с обводкой звездочек с числами зубьев $z_1 = 19$, $z_2 = 57$, $z_3 = 25$ и давлениями в шарнирах $p_1 = 20$ МПа, $p_2 = p_3 = 10$ МПа (см. рис. 2, *б*). Расчет выполняли соответственно по формулам:

$$\sum_{j=1}^{3} p_j\left(\frac{1}{z_j}+\frac{1}{z_{j+1}}\right) = 20\left(\frac{1}{19}+\frac{1}{25}\right) + 10\left(\frac{1}{25}+\frac{1}{57}\right) + 10\left(\frac{1}{57}+\frac{1}{19}\right) = 3{,}15;$$

$$\sum_{j=1}^{3} p_j\left(\frac{1}{z_j}+\frac{1}{z_{j+1}}\right) = 20\left(\frac{1}{19}+\frac{1}{57}\right) + 10\left(\frac{1}{57}+\frac{1}{25}\right) + 10\left(\frac{1}{25}+\frac{1}{19}\right) = 2{,}90.$$

Скорость изнашивания цепи на 8 % меньше при обводке по схеме на рис. 2, *б*, чем при обводке по схеме на рис. 2, *а*.

Для определения длин ветвей и цепного контура в целом передачу с рациональной обводкой звездочек последовательно, начиная с ведущей звездочки, разбивают на группы, состоящие из ветвей передачи и сопрягаемых с ними звездочек (рис. 3), и рассчитывают отдельно каждую ветвь.

Различают два положения звездочек относительно ветви передачи, при которых ветвь цепи и линия межосевого расстояния смежных звездочек не пересекаются (см. рис. 2, *а*) или пересекаются (см. рис. 2, *б*).

Определяли [5] диаметры делительной окружности ($d_{\text{д}\,j}$), окружностей выступов (d_{ej}) и впадин (d_{ij}) j-й звездочки по формулам:

$$d_{\text{д}\,j} = \frac{t}{\sin(\pi/z_j)};$$

$$d_{ej} = t[K + \operatorname{ctg}(\pi/z_j)];$$

$$d_{ij} = d_{\text{д}\,j} - 2r,$$

где t — шаг приводной цепи [6]; K — коэффициент высоты зуба звездочки [5]; $r = 0{,}5025d_{\text{р}} + 0{,}05$ — радиус впадины ($d_{\text{р}}$ — диаметр ролика [7]).

Затем проверяли возможность установки звездочек в заданном межосевом расстоянии по условию

$$a_j \leqslant 0{,}65(d_{ej} + d_{e\,j+1}).$$

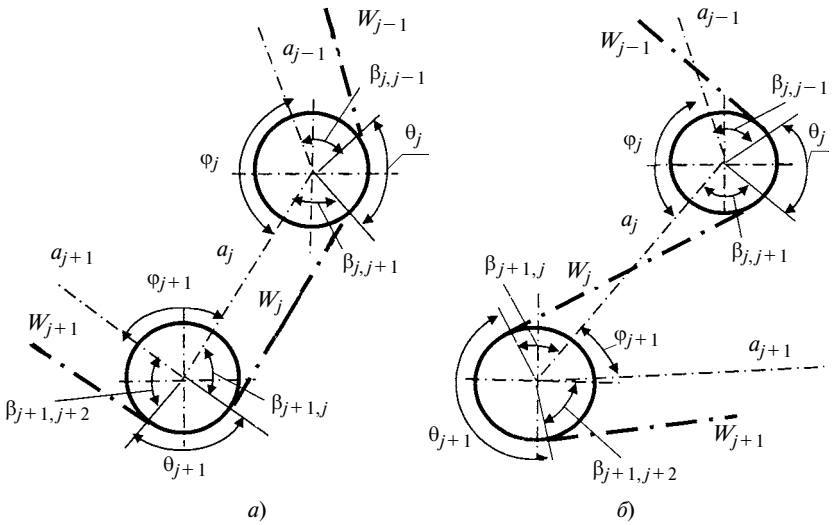


Рис. 3. Схемы расположение ветвей цепного контура передачи относительно линии межосевых расстояний смежных звездочек

Уточняли число звеньев в j-м межосевом расстоянии по формуле

$$a_{tj} = a_j/t.$$

Число звеньев в j-й ветви цепи рассчитывали [3] для расположения звездочек:

по одну сторону ветви цепного контура по формуле

$$W_j = \sqrt{(a_{tj})^2 - [(z_j - z_{j+1})/2]^2};$$

по разные стороны ветви цепного контура по формуле

$$W_j = \sqrt{(a_{tj})^2 - \left(\frac{z_j + z_{j+1}}{2}\right)^2}. \quad (5)$$

Угол между линиями межосевых расстояний j-й звездочки рассчитывали по зависимости

$$\varphi_j = \arccos\left(\frac{a_j^2 + a_{j-1}^2 - a_{j+1}^2}{2a_j a_{j-1}}\right). \quad (6)$$

Углы между линиями центров и нормалями к ветвям рассчитывали с учетом расположения j-й звездочки:

внутри контура цепи по формулам

$$\left.\begin{aligned} \beta_{j,j-1} &= \arccos\left(\frac{d_{\text{д}j} - d_{\text{д}j-1}}{2\alpha_{j-1}}\right); \\ \beta_{j,j+1} &= \arccos\left(\frac{d_{\text{д}j+1} - d_{\text{д}j}}{2\alpha_j}\right); \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

вне контура цепи по формулам

$$\left.\begin{aligned} \beta_{j,j-1} &= \arccos\left(\frac{d_{\text{д}j} + d_{\text{д}j-1}}{2\alpha_{j-1}}\right); \\ \beta_{j,j+1} &= \arccos\left(\frac{d_{\text{д}j+1} + d_{\text{д}j}}{2\alpha_j}\right). \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Угол охвата цепью j-й звездочки с учетом формул (6)—(8) определяли по формуле

$$\alpha_j = 2\pi - (\varphi_j + \beta_{j,j-1} + \beta_{j,j+1}). \quad (9)$$

Число звеньев цепи на дуге охвата j-й звездочки определяли с учетом равенства (9) из соотношения:

$$W_{z_j} = \alpha_j z_j/2\pi. \quad (10)$$

Число звеньев в цепном контуре передачи определяли с учетом равенств (5), (6) и (10) как сумму чисел звеньев в ветвях передачи и звеньев на дугах охвата всех звездочек:

$$W_{\text{к}} = \sum_{j=1}^{m} (W_j + W_{z_j}). \quad (11)$$

Расчетное число звеньев цепи в контуре передачи округляли до ближайшего большего целого числа $W_{\text{к}}$, желательно четного. Затем с учетом равенства (11) определяли длину цепного контура:

$$L_{\text{к}} = tW_{\text{к}}. \quad (12)$$

Удлинение цепи при предельном ее износе с учетом равенства (12) составляет $L_{\text{у}} = \Delta t_{\text{пр}} L_{\text{к}}/100$, где $\Delta t_{\text{пр}}$ — предельное увеличение среднего шага цепи.

Натяжное устройство должно компенсировать увеличение длины цепи не менее, чем на два звена или на одно звено при использовании переходного звена. Для восстановления начальной длины контура и положения натяжной звездочки удаляют два звена цепи.

Методы расчета и проектирования цепных передач основаны на предварительном принятии межосевого расстояния между звездочками, затем это расстояние уточняется и соответственно корректируется. Предложенный метод позволяет не машину проектировать под цепную передачу, а цепную передачу вписывать в машину. Поэтому межосевые расстояния задаются в соответствии с расположением агрегатов в машине и не подлежат корректировке.

Так как в многоваловых цепных передачах обводка звездочек цепью является многовариантной задачей, выбор рациональной схемы обводки позволяет минимизировать трение в шарнирах и, следовательно, уменьшить износ приводной роликовой цепи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бережной С. Б.** Роликовые цепные передачи общемашиностроительного применения. Краснодар: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 244 с.
2. **Проектирование** открытых цепных передач. Монография / А. А. Петрик, С. А. Метильков, С. Б. Бережной, А. В. Пунтус: под общ. ред. С. А. Метилькова. Краснодар: ТУ КубГТУ, 2002. 156 с.
3. **Готовцев А. А., Котенок И. П.** Проектирование цепных передач: Справочник. М.: Машиностроение, 1982. 336 с.
4. **К вопросу** выбора рациональной схемы контура многоваловой цепной передачи / И. П. Глущенко, А. А. Петрик, Р. В. Азнаурян, С. В. Солнцев // Механические передачи: Сб. науч. тр. Вып. 73. Краснодар: Краснодарский ПИ. 1975. С. 48—54.
5. **ГОСТ 591—69.** Звездочки к приводным роликовым и втулочным цепям. Методы расчета и построения профиля зуба и инструмента. Допуски. М.: Изд-во стандартов, 1987. 76 с.
6. **Метильков С. А., Бережной С. Б.** Выбор приводной роликовой цепи при проектном расчете цепной передачи. Ч. 1 // Приводная техника. 2010. № 4. С. 53—57.
7. **ГОСТ 13568—97.** Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия. М.: Изд-во стандартов, 2000. 22 с.

УДК 531

Г. А. КУРИЛЕНКО, Г. С. ЮРЬЕВ, доктора технических наук,
А. А. РЫКОВ, канд. техн. наук (Новосибирский ГТУ), e-mail: teormech@ngs.ru

Синтез активной виброзащитной системы

Рассматривается синтез активной виброзащитной системы на примере рессоры в состоянии продольно-поперечного изгиба со статической характеристикой "сила—перемещение", приближенно соответствующей кубической параболе. Определены эксплуатационные показатели и параметры пневматического демпфера, вводимого в виброзащитную систему.

Ключевые слова: виброзащита, рессора, пневматический демпфер, коэффициент динамичности.

The synthesis of active vibration protection system on the example of a spring in transversive-longitudinal bending state with "force-displacement" static characteristic, which approximately conforms to cubic parabola, is considered. The performance criteria and parameters of pneumatic damper, introduced into the vibration protection system, are determined.

Keywords: vibration protection, spring, pneumatic damper, dynamic response factor.

При работе машин и механизмов повышенной точности часто возникают помехи в виде виброперегрузок или вибросмещений, вызываемые движением транспорта и работой виброактивных машин. Они затрудняют контроль и снижают точность измерений при изготовлении таких элементов высокоточных приборов, как, например, оптические линейки и шкалы, интегральные микросхемы, микрометрические винты, валки прокатных механизмов и др.

Установка чувствительного к помехам оборудования на фундаменте и упругих опорах снижает виброперегрузки. Однако это не всегда эффективно. Требование высокой прочности упругих элементов противоречит требованиям снижения жесткости, что необходимо для виброзащиты. Решением проблемы является создание нелинейно-упругих элементов, позволяющих снизить жесткость (вплоть до нуля) лишь в части упругого хода — "рабочей точке", при отклонении от которой в ту или другую сторону восстанавливающая сила упругого элемента прогрессивно возрастает. Это может быть, например, элемент в виде упругой балки — рессоры в состоянии продольно-поперечного изгиба. Наибольший защитный эффект и технологические преимущества достигаются в случае образования балкой и упругой опорной рамкой единого монолитного упругого модуля [1]. На схеме, приведенной на рис. 1, *а*, *б*, показаны рабочие нагрузки F и F_1, силы P и моменты M, отражающие взаимодействие балки и рамки. Принимая изгибную жесткость EI постоянной и равной для балки и рамки, представим интегродифференциальные уравнения их изгиба в виде:

$$\left.\begin{aligned} EIy'' &= -Py - Fx/2 + M; \\ EIy_1'' &= Py_1 + F_1x/2 - M, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где $P = P[\int(y')^2\mathrm{d}x,\ \int(y_1')^2\mathrm{d}x]$ — сила, зависящая от деформации балки и рамки.

Решения уравнений (1) при малых деформациях, полученные аналитически в безразмерном виде [2], позволяют осуществить синтез устройства. В частности, получены статические зависимости сила — перемещение $F(w)$, близкие к кубической параболе (рис. 2). Причем номинальный коэффициент жесткости (при перемещении $w = 0$) можно уменьшить почти до нуля изменением кривизны рамки и увеличением силы P.

При больших перемещениях подвески высота сечения балки и продольные силы могут быть существенно меньше, тогда применение рамки необязательно. В этом случае деформация балки описывается уравнением

$$EI\frac{\mathrm{d}^2\theta}{\mathrm{d}s^2} = -P\sin\theta - (F/2)\cos\theta,$$

где θ — угол наклона изогнутой оси как функция ее координаты s по длине.

Это уравнение в отличие от уравнений (1) интегрируется численно с помощью ЭВМ.

Для получения заданной рабочей нагрузки F параллельно балке модуля устанавливают обычную пружину с регулируемым натягом. Снижение жесткости подвески с модулем и пружиной до инфранизких собственных частот (0,3÷1 Гц) означает существенное увеличение ее демпфирующей способности, достаточное для некоторых случаев [2]. При необходимости в подвеске уста-

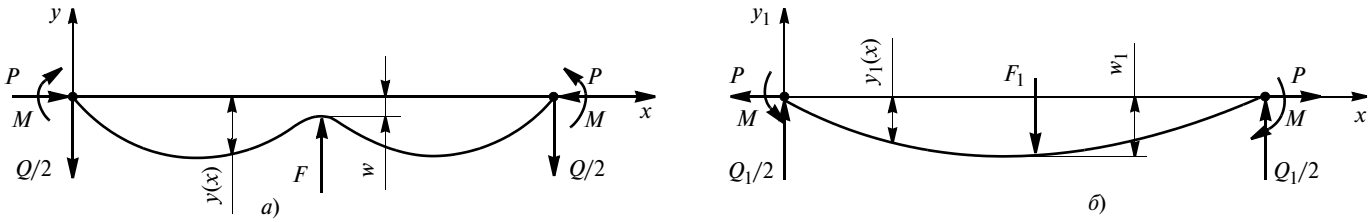


Рис. 1. Расчетные схемы балки (*а*) и опорной рамки (*б*)

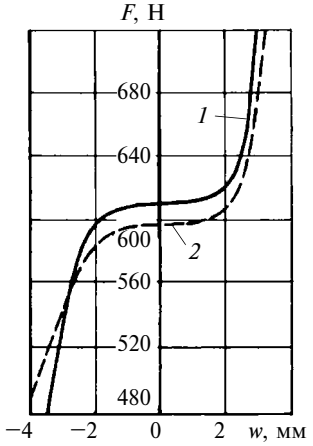


Рис. 2. Зависимости силы от перемещения: *1* — расчет; *2* — эксперимент

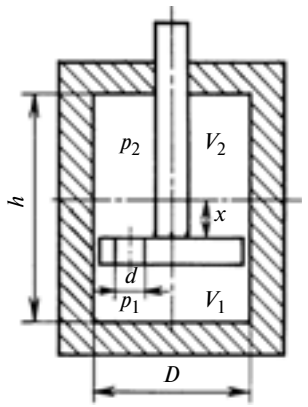


Рис. 3. Расчетная схема пневмодемпфера: D и h — диаметр и высота демпфера; d — диаметр перепускного отверстия; p_1 и V_1, p_2 и V_2 — давления и объемы соответственно в нижней и верхней полостях

навливают демпфер, который в силу малой жесткости подвески имеет значительно меньшую энергоемкость и простое исполнение. Это может быть, например, цилиндро-поршневая пневматическая пара (рис. 3).

Определим коэффициенты кубической зависимости упругой подвески и параметры пневмодемпфера. Известно [3], что движение амортизируемого объекта активной системы с одной степенью свободы описывается дифференциальным уравнением

$$\ddot{x} + a_1 x + a_3 x^3 + 2n\dot{x} = q\cos(\omega t), \qquad (2)$$

где a_1 и a_3 — коэффициенты; n — коэффициент вязкого трения; q — отношение максимальной возмущающей силы F_0 к массе m объекта; ω — частота изменения возмущающей силы.

Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) для этого случая имеет вид:

$$\omega_{1,2}^2 = (s - 2n^2) \pm \pm \sqrt{\frac{q}{A^2} + 4n^2(n^2 - s)}, \qquad (3)$$

где $s = a_1 + 0{,}75a_3A^2$; A — амплитуда колебаний объекта.

Учитывая, что при $\omega_1 = \omega_2 = \omega_p$ амплитуда A достигает максимального значения — резонансной амплитуды A_p, из равенства (3) определим неизвестные s_p и n:

$$\left.\begin{aligned} n/\omega_p &= \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{\sqrt{(1+\mu^2)} - 1}; \\ s_p/\omega_p^2 &= \sqrt{1+\mu^2}, \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

где $\mu = q/(A_p\omega_p^2)$ — заданная величина.

Коэффициент a_1 определим из условия, что вблизи положения равновесия частота колебаний небольшая. Коэффициент a_3 найдем по формуле

$$a_3 = \frac{s_p - a_1}{0{,}75A_p^2}. \qquad (5)$$

Определив n, рассчитаем работу, совершаемую силой вязкого трения за цикл колебания:

$$A_{тр} = 2\pi mnA_p^2\omega_p, \qquad (6)$$

где m — масса объекта.

Из демпфирующих устройств, работающих на низких частотах, более перспективным является пневматический демпфер, параметры которого выбирают из условия равенства площади петли гистерезиса работе вязкого трения демпфера за цикл колебания. Снижение жесткости подвески и мощности демпфера позволяет вместо жидкости использовать воздух, очевидные преимущества которого — независимость характеристик от температуры, экологичность и др.

Первоначальное давление в обеих полостях одинаковое и равно атмосферному 0,1 МПа. Предположим, что поршень смещается таким образом, что объем V_1 нижней полости уменьшается, а объем V_2 верхней полости увеличивается ($p_1 > p_2$). На поршень, а значит и на шток действует сила сопротивления

$$F_c = (p_1 - p_2)S_1, \qquad (7)$$

где $S_1 = \pi D^2/4$ — площадь поршня (без учета сечения штока).

Сила F_c при перемещении поршня совершает работу. Заметим, что без перетекания воздуха из одной полости в другую демпфер работал бы как пружина — без гашения колебаний. Наличие отверстий диаметром d для перетекания воздуха создает гистерезисный эффект.

При перемещении штока с поршнем из текущего положения на dx объем нижней полости уменьшается на S_1dx. Первоначальные давление p_1 и объем V_1 нижней полости связаны с новыми давлением $\tilde{p}_1$ и объемом $\tilde{V}_1$ (пока без учета перетекания воздуха) соотношением

$$p_1 V_1^k = \tilde{p}_1 \tilde{V}_1^k, \qquad (8)$$

где k — показатель политропы.

Учитывая, что $\tilde{V}_1 = V_1 - S_1\mathrm{d}x$, из уравнения (8) получим $\tilde{p}_1 = p_1/(1 - S_1\mathrm{d}x/V_1)^k$.

Записав соотношение (8) для новых $\tilde{p}_2$ и $\tilde{V}_2$ и первоначальных p_2 и V_2 давлений и объемов верхней полости с учетом $\tilde{V}_2 = V_2 + S_1\mathrm{d}x$, получим: $\tilde{p}_2 = p_2/(1 + S_1\mathrm{d}x/V_2)^k$. При $\tilde{p}_1 > \tilde{p}_2$ воздух из нижней полости начнет перетекать в верхнюю. Расход Q воздуха за время dt рассчитаем по формулам газовой динамики с учетом дозвукового или сверхзвукового перетекания воздуха через отверстия.

С учетом расхода Q воздуха за время dt скорректируем $\tilde{p}_1$ и $\tilde{p}_2$ к началу следующего шага. Через

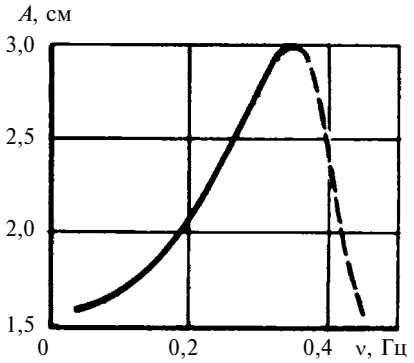


Рис. 4. АЧХ системы с вязким трением

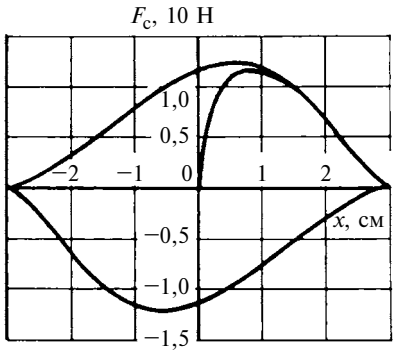


Рис. 5. Петля гистерезиса пневмодемпфера

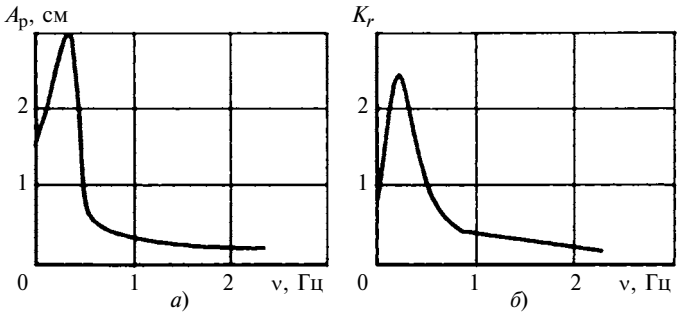


Рис. 6. АЧХ виброзащитной системы с пневмодемпфером (*а*) и изменение коэффициента K_r динамичности системы от частоты ν (*б*)

время dt количество Q воздуха в обеих полостях в результате перетекания будет определяться выражениями:

$$\tilde{G}_1 = G_1 - Q; \quad \tilde{G}_2 = G_2 + Q.$$

Соответственно изменятся удельные веса γ_1 и γ_2 воздуха в нижней и верхней полостях и давления $\tilde{p}_1$ и $\tilde{p}_2$ воздуха в них. Скорректированные давления обозначим $p_{1н}$ и $p_{2н}$:

$$\left.\begin{aligned} p_{1н} &= \tilde{p}_1[\tilde{G}_1/(\tilde{G}_1 + Q)]^k; \\ p_{2н} &= \tilde{p}_2[\tilde{G}_2/(\tilde{G}_2 - Q)]^k. \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

Силу F_c сопротивления в момент времени t определим по выражению (7), в которое вместо p_1 и p_2 подставим скорректированные значения $p_{1н}$ и $p_{2н}$, полученные по уравнениям (9). Повторим расчет для нового приращения dt.

Таким образом, задав параметры демпфера и закон движения поршня, можно рассчитать силу F_c без решения дифференциального уравнения по приведенному алгоритму, а следовательно, и работу, совершаемую силой за цикл колебаний.

Рассмотрим пример расчета коэффициентов уравнения движения упругого элемента и параметров пневмодемпфера.

Пусть на объект массой $m = 120$ кг действует гармоническая сила $F_0 = 8{,}52$ Н. Тогда $q = F_0/m = 7{,}1$ см/с^2. Требуется найти коэффициенты a_1, a_3 и n при условии, что максимум амплитуды A_p колебаний приходится на частоту $\nu_p = 0{,}35$ Гц. В этом случае $\mu = q/(A_p\omega_p^2) = 0{,}49$. Тогда по формуле (4) найдем $n/\omega_p = 0{,}24$ и $n = 0{,}525$ с$^{-1}$. Исходя из того, что вблизи положения равновесия собственная частота $\nu_0 = 0{,}325$ Гц, найдем $a_1 = (2\pi\nu_0)^2 = 4{,}17$ с$^{-2}$. Затем по формулам (4) определим $s_p/\omega_p^2 = 1{,}11$ и $s_p = 5{,}36$ с$^{-2}$. По формуле (5) рассчитаем коэффициент упругой характеристики

$$a_3 = \frac{s_p - a_1}{0{,}75A_p^2} = 0{,}176\ (\text{с}^2 \cdot \text{см}^2)^{-1}.$$

Искомое дифференциальное уравнение (2) примет вид:

$$\ddot{x} + 4{,}17x + 0{,}176x^3 + \\ + 2 \cdot 0{,}525\dot{x} = 7{,}1\cos(\omega t). \quad (10)$$

Для проверки построим АЧХ (рис. 4) по уравнению (10), которое отвечает поставленной задаче — определению параметров упругой характеристики и коэффициента вязкого трения.

Работу вязкого трения за цикл колебаний определим по формуле (6): $A_{тр} = 78{,}3$ Н · см. По вышеприведенному алгоритму рассчитаем силу пневматического демпфера, варьируя его геометрические параметры, и построим петлю гистерезиса (рис. 5), площадь которой $S_{петл} = 80{,}76$ Н · см получена при параметрах демпфера: $h = 8{,}6$ см, $D = 4{,}3$ см, $d = 0{,}125$ см (см. рис. 3).

На рис. 6, *а* приведена АЧХ системы с пневматическим демпфером. Максимальное значение резонансной амплитуды $A_p = 3$ см получено при $\nu_p = 0{,}35$ Гц. Эффективность виброзащитной системы определяется коэффициентом K_r при частоте $\nu > 0{,}5$ Гц (рис. 6, *б*).

Предложенный алгоритм использован при проектировании упругой подвески виброзащитного кресла и серии виброзащитных платформ грузоподъемностью от 20 Н до 60 кН [4].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 1155803 Рос. Федерации:** Амортизатор.

2. **Юрьев Г. С.** Исследование и создание виброзащитных систем и устройств передачи вибрации на анизотропно-упругих модулях: Автореф. дис. ... д-р техн. наук в форме научного доклада. Новосибирск: Изд-во Новосибирского ГТУ, 1990. 36 с.

3. **Коловский М. З.** Нелинейная теория виброзащитных систем. М.: Наука, 1966. 317 с.

4. **Пат. 2093730 Рос. Федерации.** Виброзащитная платформа.

УДК 656.56:532

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

Моделирование форм твердых частиц, перемещаемых гидротранспортом

Приведены эмпирические зависимости, описывающие форму твердых частиц, перемещаемых в системах гидротранспорта. Рассматривается влияние формы твердых частиц на коэффициент гидродинамического сопротивления.

Ключевые слова: гидротранспорт, твердая частица, коэффициент формы частицы.

The empirical dependencies, describing shape of solid particles, transferred in hydrotransport systems, are presented. The influence of shape of solid particles on hydraulic resistance coefficient is considered.

Keywords: hydrotransport, solid particle, particle drag coefficient.

Гидротранспорт используют для транспортировки угля, песка, гравия, нефти, растворов солей и других материалов от места добычи к потребителю, отходов обогатительных фабрик и тепловых электростанций, пустой породы к месту складирования [1, 2]. Сыпучие материалы транспортируются по трубам в потоке воды или в виде гомогенной среды с помощью нагнетателя. Гидротранспорт может иметь вертикальные и наклонные участки.

Перекачку угля по трубам используют на Западно-Сибирском металлургическом комбинате, Анжерской и Магнитогорской ТЭЦ. По углепроводу Кузбасс—Новосибирск длиной 250 км можно перекачивать до 4 млн т угля в виде водно-угольной суспензии. На Норильском металлургическом заводе таким способом транспортируют рудные концентраты. Транспортировка угля по трубам примерно в 4 раза дешевле, чем по железной дороге. Например подсчитано, что перемещение гидротранспортом 100÷120 млн т угля и рудных концентратов вместо их перевозки по железной дороге позволяет высвободить до 100 тыс. вагонов и 65÷70 тыс. чел. обслуживающего персонала в год [1—4]. Однако железнодорожная транспортировка угля пока остается основной. В США существуют углепроводы протяженностью 500 км. Проекты рудопроводов длиной 1500 км и более есть в США и Канаде. Планируется транспортировка по трубам железорудных концентратов, мергеля, свинцово-цинковой руды и других грузов. На химических производствах основным транспортирующим агентом является вода, но с ее помощью можно перемещать только материалы, не взаимодействующие с ней. Гидротранспорт применяют главным образом для перемещения больших количеств тяжелых материалов (например, песка) в строительстве.

Достоинство гидротранспорта — высокая скорость транспортирования больших масс материалов; основные недостатки — значительный расход воды и наличие сложных устройств для отделения сыпучего материала от воды. Параметры каналов и лотков для безнапорного гидротранспорта золы и шлака назначаются, исходя из технико-экономических соображений. Уклоны лотков (каналов) нормируются [5, 6].

Определяющим при расчете гидротранспортных систем является гидродинамическое сопротивление перемещаемых твердых частиц. Реальные условия обтекания частиц существенно отличаются от идеальных, в которых для расчета гидродинамического сопротивления используют стандартную кривую. Рассмотрим влияние формы частицы на коэффициент сопротивления, которое учитываем поправочным коэффициентом Γ, определяемым из формулы $C_R = C_R^0 \Gamma$, где C_R — коэффициент гидродинамического сопротивления. Зависимость $C_R^0(\mathrm{Re_p})$ — стандартная кривая сопротивления сферы, где C_R^0 — коэффициент гидродинамического сопротивления среды; Re — число Рейнольдса.

При равномерном обтекании единичной гладкой сферической частицы неограниченным ламинарным потоком несжимаемой изотермической жидкости коэффициент C_R является однозначной функцией числа Рейнольдса: $\mathrm{Re_p} = |V_R|\delta/\nu$, где $V_R = V_f - V_\mathrm{p}$ (V_p и V_f — скорости частицы и окружающей ее жидкости); δ — эквивалентный диаметр частицы; ν — вязкость жидкости.

При обтекании твердой частицы неправильной формы сопротивление C_R больше, чем при обтекании шарообразной частицы того же объема, а независимость C_R от $\mathrm{Re_p}$ наступает при меньших значениях $\mathrm{Re_p}$.

Можно предположить, что сопротивление несферических частиц будет меньше сопротивления шарообразных частиц, например, при движении твердого эллипсоида в направлении, совпадающем с его большей осью. Однако в данной работе рассматриваем сопротивление не отдельных твердых тел, а массы частиц, когда положение частицы непра-

вильной формы в направлении движения является случайным. Именно так проводили опыты с алюминиевыми цилиндриками [7]. Значения коэффициентов формы дисперсных частиц разных материалов приведены в таблице.

Несферичность частиц учитывали геометрическим коэффициентом формы $\xi = S/S_0$. Здесь $S_0 = (36\pi V^2)^{1/3}$, где S и V — площадь поверхности и объем частицы. Значительная несферичность ($\xi > 2{,}5$) не только влияет на величину C_R, но и качественно меняет характер движения частиц. Рассмотрим частицы с коэффициентом формы $\xi \leqslant 2$.

В работе [7] проанализированы опытные коэффициенты C_R твердых несферических частиц, но приведенные в ней формулы содержат ошибки. Так, для малых чисел Рейнольдса правая часть формулы для определения динамического коэффициента Γ_1 формы частицы ошибочно записана с показателем степени (−1) в отличие от формулы, предлагаемой авторами:

$$\Gamma_1(\xi) = 1 + 0{,}862\lg\xi \quad \text{при } \mathrm{Re_p} < 0{,}2. \qquad (1)$$

Указанная ошибка в работе [8] приводит к качественно неверному результату: с увеличением ξ значение Γ_1 уменьшается и становится меньше единицы, что противоречит физическому смыслу. Расчет по формуле (1) дает достаточно верные результаты (рис. 1).

Для автомодельной области сопротивления в работе [7] приведена формула, качественно верно описывающая зависимость Γ_1 от ξ и широко используемая в научной и учебной литературе:

$$\Gamma_1(\xi) = 12{,}4 - \frac{11{,}4}{\xi}. \qquad (2)$$

На рис. 2 приведены зависимости динамического коэффициента Γ_2 формы частицы от ее коэффициента ξ формы в автомодельной области сопротивления, где точки — опытные данные [7]; линии *1* и *2* — расчеты соответственно по формуле (2) и методом наименьших квадратов по формуле $\Gamma_2 = 10 - 9/\xi$; точки — опытные данные.

Построение эмпирических зависимостей коэффициента сопротивления несферических частиц в переходной области практически отсутствует.

Зависимость $\Gamma_0(\xi, \mathrm{Re})$ должна соответствовать имеющимся опытным данным и отвечать следующим требованиям:

1) $\Gamma_0(\xi, \mathrm{Re}) \to \Gamma_1(\xi)$ при малых числах Рейнольдса ($\mathrm{Re} \to 0$);

2) $\Gamma_0(\xi, \mathrm{Re}) \to \Gamma_2(\xi)$ при больших числах Рейнольдса ($\mathrm{Re} \to \mathrm{Re}_1$).

Согласно этим требованиями

$$\Gamma_0(\xi, \mathrm{Re}) = \Gamma_1(\xi)[1 - \theta(\xi, \mathrm{Re})] + \Gamma_2(\xi)\theta(\xi, \mathrm{Re}). \qquad (3)$$

Вспомогательные эмпирические функции выбраны, исходя из условия соответствия результатов расчета опытным данным:

$$\theta(\xi, \mathrm{Re}) = [\mathrm{Re}/R\xi(\xi)]^{n(\xi)}, \qquad (4)$$

где $R\xi(\xi) = -11\,160 + 19\,600\xi - 7766\xi^2$; $n(\xi) = 16{,}393 - 20{,}6\xi + 6{,}667\xi^2$.

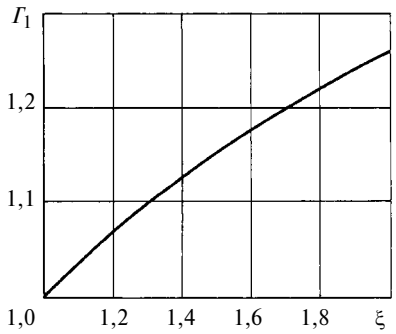


Рис. 1. Зависимость динамического коэффициента Γ_1 формы частицы от ее геометрического коэффициента ξ при малых числах Рейнольдса

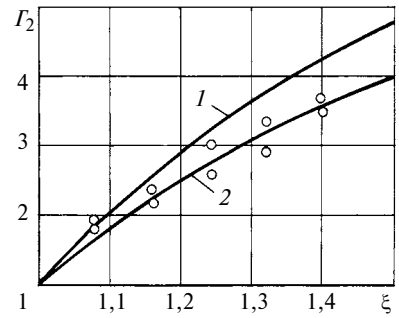


Рис. 2. Зависимости динамического коэффициента Γ_2 формы частицы от ее геометрического коэффициента ξ в автомодельной области сопротивления

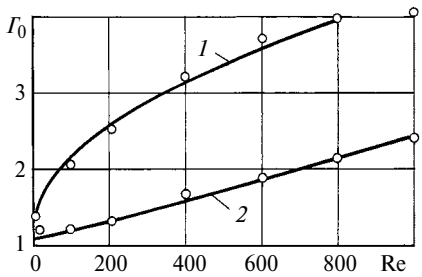


Рис. 3. Зависимости динамического коэффициента Γ_0 формы частицы от числа Рейнольдса в переходной области сопротивления при ξ = 1,49 (*1*) и 1,24 (*2*), точки — опытные данные

Значения коэффициентов формы дисперсных частиц

Материал частиц	ξ [7]	Γ_1	Γ_2
Песок окатанный	1,17	1,059	2,308
Песок неокатанный	1,5	1,152	4,0
Антрацит	1,5	1,152	4,0
Кокс	2,86	—	—
Угольная пыль	1,62÷2,58	1,182	4,44
Искусственный графит	1,15÷1,50	1,052÷1,152	2,174÷4,0
Алюмосиликат	1,02÷1,05	1,007÷1,018	1,176÷1,429
Алюминиевые цилиндрики (L/d = 1÷3)	1,15÷1,25	1,052÷1,084	2,174÷2,80

На рис. 3 приведены зависимости динамического коэффициента Γ_0 формы частицы от числа Re в переходной области сопротивления, полученные по формулам (3) и (4), которые позволяют уточнить влияние формы частиц на их динамику в системах гидротранспорта, что имеет важное теоретическое и практическое значение.

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

УДК 621.43.038.6:669.268

А. И. САДЫХОВ, д-р техн. наук, Ф. М. ШИРЗАДОВ, д-р инж. (АзТУ, г. Баку), Р. ВЁШЕ, д-р инж. (Федеральный институт исследований и испытаний материалов, г. Берлин, Германия), e-mail: a_sadixov05@rambler.ru

Триботехнические свойства поверхности модифицированного чугуна при смазывании

Предложен способ повышения износостойкости и восстановления поверхностей деталей из чугуна. Исследованы трибологические свойства поверхности чугуна EN-GJV-400, расплавленной методом TIG, при трении шара по плоскости в условиях смазывания.

Ключевые слова: поверхностный слой, метод расплавления TIG, износостойкость, коэффициент трения, износ.

The method of improvement of wear resistance and surface refacing of cast iron parts is suggested. The tribological properties of EN-GJV-400 cast iron surface, melted by TIG method, at friction of ball on plane under conditions of lubrication, are investigated.

Keywords: surface layer, TIG melting method, wear resistance, friction coefficient, wear.

Антифрикционные свойства чугунов в большинстве случаев определяются нагрузкой, действующей на поверхности деталей из них, поэтому для повышения износостойкости деталей из чугуна требуется дополнительная обработка. Один из способов обработки — получение ледебуритной структуры расплавлением поверхности методом TIG с помощью энергетического источника высокой концентрации.

Исследовали чугун EN-GJV-400, микроструктура которого показана на рис. 1 (см. обложку). Параметры обработки поверхности чугуна методом TIG: сила тока для нагрева перед расплавлением — 20÷40 А, при расплавлении — 40÷140 А; глубина расплавления — 2÷3 мм; скорость расплавления — 70÷60 мм/мин; частота колебаний головки TIG — 20÷60 мин$^{-1}$; расстояние электрода от обрабатываемой поверхности ≈2÷3,5 мм; ширина расплавления — 3÷5 мм; подача газа — 7 л/мин.

На участках поверхности чугуна EN-GJV-400, расплавленной методом TIG, одновременно образуется много кристаллических зерен, что способствует созданию мелкозернистой микроструктуры поверхности и повышению ее твердости (рис. 2, см. обложку). С уменьшением температуры зерна увеличиваются и образуется дентритная структура. Твердость обработанного чугуна значительно повышается по сравнению с необработанным чугуном, что зависит от количества образовавшегося карбида.

Известно, что ледебуритная структура образуется при наличии 2,06÷6,67 % углерода и 4,3 % карбона. При температуре выше 1147 °С эвтектоидная структура полностью состоит из ледебурита; при температуре ниже 1147 °С ледебурит состоит из

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 50)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Шурыгин В. Д., Семененко Е. В., Никифорова Н. А.** Анализ способов повышения эффективности работы гидротранспортного комплекса // Металлургическая и горнорудная промышленность. 2005. № 6. С. 70—74.

2. **Кожевников Н. Н.** Экономичный режим гидротранспорта грунтов // Гидротехническое строительство. 2007. № 11. С. 38, 39.

3. **Криль С. И., Семененко Е. В.** Расчет параметров гидротранспорта песков россыпных и техногенных месторождений // Металлургическая и горнорудная промышленность. 2006. № 5. С. 77—80.

4. **Анкудинов Д. Т., Соколов Е. В.** Моделирование гидродинамических процессов в гидротранспорте // Изв. вузов. Горный журнал. 2007. № 1. С. 84—88.

5. **Кузнецов С. М., Лизунов Е. В., Щербаков А. В.** Вероятностная модель работы многоступенчатых гидротранспортных систем // Изв. вузов. Строительство. 2006. № 9. С. 33—41.

6. **Пособие** по проектированию гидравлического транспорта (к СНиП 2.05.07—85) / Промтрансниипроект. М.: Стройиздат, 1988.

7. **Горбис З. Р.** Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков. М.: Энергия, 1970. 424 с.

аустенита и цементита; при температуре 723 °С аустенит ледебурита преобразуется в перлит; затем при нормальной температуре образуются дентриты перлита, окруженные карбидом железа, и цементит (см. рис. 2).

Создание ледебуритной структуры позволяет повысить твердость поверхности (давление Герца увеличивается) и влияние растворенного независимого графита на трибологические свойства. Исследовали трибологические свойства поверхности чугуна, обработанной методом TIG, по сравнению со свойствами основного материала в условиях смешанного трения. Основные условия трения: наличие масляной пленки между контактирующими поверхностями; распределения давления и температуры в контакте [1—3]. Теоретически установить оптимальные значения указанных параметров для пар трения, работающих в условиях смазывания во многих случаях невозможно. Поэтому в связи с необходимостью точной оценки давления, теплоотдачи, распределения температуры по разным направлениям, шероховатости, вязкости и т. д., величину износа определяют опытным путем [4, 5].

Исследовали пару трения: образец — плоская поверхность из чугуна EN-GJV-400 ($HV_{0,1}$), упрочненная методом TIG, и контртело — шар (R = 5 мм, Rz = 0,25 мкм, 1028 HV) из стали 100Cr6 (аналог ШХ15). Испытания проводили на установке, схема которой приведена на рис. 3 [6, 7]. Шар *1* закрепляли в рычаге *3*. Под действием нормальной нагрузки $F_н$ создавали контакт шара с образцом *2*, установленным на диске *4*. Колебания диска осуществляли с помощью шатуна *7* и эксцентрика *6*, приводимых в движение двигателем *5*. Силу трения и линейный износ измеряли с помощью датчиков *9* и *10*. Устройство имеет защитную крышку *8*. Поверхность образца обрабатывали на полировальной машине (до 3 мкм), промывали спиртом и сушили. Перед исследованиями поверхности образцов смазывали тонким слоем высококачественного масла SAE5W-30APISL.

Трение пары "шар — плоский образец" осуществлялось на воздухе при температуре 24 °С и влажности 50 %. Частота колебаний головки TIG — 20 Гц, амплитуда — 0,4 мм. Шар нагружен нормальной силой $F_н$ = 20 Н. Определяли: коэффициенты трения и изнашивания; объемный и линейный износы; след от трения и профиль износа.

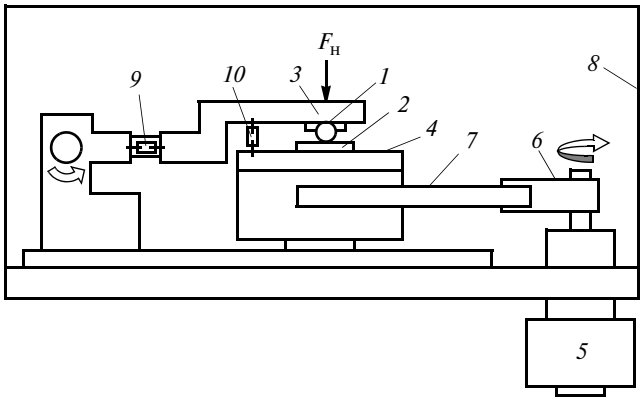


Рис. 3. Схема устройства для испытания пары трения "шар — плоский образец из чугуна"

На рис. 4, *а*, *б* (см. обложку) показаны соответственно микроструктуры необработанного чугуна EN-GJV-400 и чугуна, обработанного методом TIG, со следами износов от трения.

Установлено, что твердость чугуна EN-GJV-400, обработанного методом TIG, в 2 раза выше твердости необработанного чугуна той же марки, но так как в необработанном чугуне содержится свободный графит, то в условиях сухого трения он имеет более высокую износостойкость (возможно нагружение поверхности в пределах давления Герца) [8].

При трении со смазыванием и нагрузке 20 Н поверхность чугуна EN-GJV-400 с ледебуритной структурой, полученной методом TIG, имеет более высокую износостойкость по сравнению с основными материалом, т. е. можно сказать, что изнашивается только шар из стали 100Cr6.

Результаты испытаний трибосистемы приведены в таблице, где W_q — износ образца в поперечном сечении; $W_{V\,ш}$, $W_{V\,о}$ — объемные износы шара и образца; W_V — суммарный объемный износ; $k_ш$, $k_о$ — коэффициенты изнашивания шара и образца; k_V — суммарный коэффициент изнашивания; f — коэффициент трения; $W_{l\,ш}$, $W_{l\,о}$ — линейные износы образца и шара; W_l — суммарный линейный износ.

Коэффициент k изнашивания определяли по формуле [9]: $k = W_V/(Fs)$, мм^3/(Н · м), где s — путь трения. Несмотря на то, что средние значения коэффициентов трения [9] образцов приблизительно равны (соответственно $f_{ср}$ = 0,084 и 0,088), коэффициент суммарного изнашивания поверхности об-

Образец, чугун EN-GJV-400	W_q, мкм^2	$W_{V_ш}$	$W_{V_о}$	W_V	$k_ш$	$k_о$	k	f	$k_ш/k_о$	W_l	$W_{lо}$	$W_{lш}$
		10^{-6} мм^3			10^{-6} мм^3/(Н · м)					мкм		
Основной материал	87	32	31	62	0,08	0,08	0,156	0,084	1,03	1,69	0,50	1,19
Обработанный методом TIG	2	19	1	19	0,04	0,009	0,049	0,088	29,11	1,10	0,01	1,09

разца, обработанного методом TIG, в 3 раза меньше, чем необработанного (соответственно $k = 0{,}049$ и 0,156). Это объясняется тем, что поверхность необработанного чугуна выдерживает давление Герца не более 1000 МПа, а обработанного методом TIG — до 1400 МПа. Напомним, что теория Герца применима при нагружении неподвижных поверхностей в условиях упругой деформации [10].

По измеренным следам износа рассчитывали суммарный объемный износ [6, 7] пары трения по формуле [8]:

$$W_V = \frac{\pi}{3} h^2(3R - h) = \frac{\pi}{3} W_l^2 (3R - W_l) = \\ = \pi R W_l^2 [1 - (W_l/3R)],$$

где $h = W_l$ — линейный износ; R — радиус шара.

При одинаковом трибонапряженном состоянии силы трения и скорости изнашивания зависят от свойств как основного материала, так и материала контртела, поэтому пару трения оценивают по совместной работе.

Установлено следующее:

1) для обеспечения одинакового износа материалов пары трения "сталь 100Cr6 — чугун EN-GJV-400" в замкнутой трибосистеме путь трения шара должен быть в 3 раза больше пути трения образца;

2) при равном пути трения шар изнашивается в 57 раз быстрее образца, следовательно, при заданном трибонапряженном состоянии материалов пары необходимо учитывать путь трения;

3) износостойкость чугуна EN-GJV-400, обработанного методом TIG, в 31 раз превышающую износостойкость необработанного чугуна, при одинаковом трибонапряженном состоянии пары можно объяснить нагружением поверхности высоким давлением Герца.

Таким образом, метод TIG можно использовать для восстановления и повышения твердости поверхностного слоя деталей, изготовленных из чугунов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Spiegel K.** Beiträge zur Elastohydrodynamik bei Nocken-Stößel-Paarungen // Technische Universität Clausthal. 1982. S. 6—32.
2. **Willermet P. A.** The composition of lubricant — derived surface layers formed in a lubricated cam/tappet contact II. Effects of adding overbased detergent and dispersant to a simple ZDTP solution // Tribology International. UK. V. 28. N. 3. 1995. P. 163—165.
3. **Kirschner J.** Tribologische und kinematische Untersuchungen an einem Nocken — Rollenstößel—Trieb // Karlsruhe. 1988. S. 284.
4. **Ayanoglu P.** Experimentelle Erfassung des elastohydrodynamischen Kontaktes in Zahnradgetrieben und Nocken/Flachstößel-Paarungen: Dissertation. RWTH Aachen. 1993. S. 192.
5. **Hofbauer P.** Nockenoptimierung für den Ventiltrieb von Fahrzeug-motoren // TH Wien. 1981. S. 225.
6. **Springborn U., Wäsche R.** Kohlenstoffnitrid-Schichten für industrielle Bauteil- und Werkzeuganwendungen // Aktenzeichen. 14751N. Berlin. Abschlus-sbericht. 2009. S. 89.
7. **Waesche R.** Grundlagen der Schwingungsverschleißprüfung // Seminar: Reibung und Verschleiß von Werkstoffen, Bauteilen und Konstruktion. TAE Esslingen. 2008. S. 231.
8. **Shirzadov F. M.** Erhohung der Verschleißbeständigkeit von Ventiltrieb-Werkstoffpaarungen mittels unterschiedlicher Randschicht-Modifikationen. Dissertation // Technische Universität. Berlin. 2012. S. 178.
9. **Czichos H., Habig K.-H.** Tribologie-Handbuch. Reibung und Verschleiß; Prüftechnik Werkstoffe und Konstruktionselemente // Braunschweig; Wisbaden: Vieweg, 2001. S. 562.
10. **Heck K.** Einfluss der Prozessführung beim Umschmelzhärten auf die Randschichteigenschaften von Nockenwellen aus ledeburitischem Gusseisen // Technische Universität München. 1983. S. 137.

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).

УДК 67.02 + 674.817

А. Н. ЕКИМЕНКО, канд. техн. наук (НПУП "Институт инновационных исследований", г. Гомель, Беларусь), e-mail: a.ekimenko@beloil.by

Разработка конструкции композиционной трубы повышенных герметичности и стойкости к растрескиванию при нагружении

Рассмотрены конструкция и способ изготовления композиционной трубы повышенных герметичности и стойкости к растрескиванию. Внутренний слой трубы формируется плунжерной экструзией из древесного пластика, наружный слой — намоткой стеклопластика на внутренний слой.

Ключевые слова: композиционная труба, древесный пластик, стеклопластик, плунжерная экструзия, адгезия, растрескивание.

The structure and manufacturing method of the composite tube with increased hermiticity and cracking resistance are considered. The internal tube layer is formed by ram extrusion from wood plastic; the external layer is formed by winding of glass-fiber plastic on the internal layer.

Keywords: composite tube, wood plastic, glass-fiber plastic, ram extrusion, adhesion, cracking.

В связи с ростом производства стеклопластиковых труб для транспортировки химически агрессивных и абразивосодержащих сред, а также для нефтепроводов актуальной остается задача повышения их герметичности и надежности.

Для стеклопластиковых труб характерны низкая износостойкость внутренней поверхности при транспортировке абразивосодержащих сред и повышенная склонность к растрескиванию стеклопластика с эпоксидным связующим при циклических нагрузках, возникающих в трубопроводах при изменении внешнего и внутреннего давлений. Хрупкость связующего в отвержденном состоянии обусловлена его небольшим относительным удлинением, не превышающем 1 %.

По данным испытаний Института металлополимерных систем НАН РБ [1] износ стеклопластиковой трубы равен 0,34 мм за 100 тыс. циклов. При таком износе срок службы труб составляет 20 лет (при заявляемых производителями 50 годах). Кроме того, связующее может растрескиваться при внутреннем давлении, равном всего лишь $0{,}17 \div 0{,}18 p_{раб}$ (где $p_{раб}$ — номинальное давление, на которое рассчитана труба) или при напряжениях $0{,}2 \div 0{,}3 \sigma_в$ (где $\sigma_в$ — временное сопротивление композиционного материала) [2]. Образующиеся при этом микротрещины приводят к резкому повышению проницаемости стенок, в результате при эксплуатации трубопровода под действием многократных циклических нагрузок (изменений давления) стенки теряют свою прочность (рабочая среда, проникая в структуру материала стенки, вызывает нарушение и ослабление внутренних адгезионно-когезионных связей и разрушение трубы).

Естественным конструктивным решением стало создание многослойных труб с внутренним слоем из термопластичного материала, обладающего повышенными химической устойчивостью и стойкостью к истиранию. В качестве внутреннего слоя использовали или экструдированные трубные заготовки (как правило, из полиэтилена высокой плотности (ПЭВП) и его сополимеров), или намотку на оправку полимерной пленки внахлест с одновременным нанесением на стыки полимерного клея, совместимого с полимером пленки. Выбор ПЭВП обусловливается его высокой эластичностью, химической устойчивостью, влаго- и морозоустойчивостью и износостойкостью.

Каждый из способов изготовления внутренней термопластичной трубы имеет достоинства и недостатки:

экструдированные заготовки надежнее обеспечивают герметичность труб при длительной эксплуатации, но склонны к постепенному отслоению от несущего стеклопластикового слоя ввиду существенного различия температурных коэффициентов линейного расширения (ТКЛР) стеклопластика и полиолефинов;

для заготовок, сформированных намоткой пленки на оправку, разница ТКЛР стеклопластика и термопласта в среднем на 15÷20 % меньше, однако это не решает проблемы кардинально. Герметичность такой трубы ограничена, так как при эксплуатации клей в местах нахлеста пленки растрескивается или отслаивается ввиду незначительного его удлинения при изменении температуры.

Температурный коэффициент линейного расширения, 1/°С, составляет: для линейного ПЭВП — $(2{,}1 \div 5{,}5)10^{-4}$; для объемного ПЭВП — $(6{,}7 \div 16)10^{-4}$; для стеклопластика на эпоксидном связующем — $6 \cdot 10^{-6}$. Вследствие значительного различия ТКЛР

(на два порядка) полиолефинов и стеклопластика при положительных температурах внутренний полимерный слой, расширяясь, давит на внешний слой из стеклопластика. При отрицательных температурах внутренний слой сжимается, что приводит к отрыву внешнего слоя и, как следствие, расслоению трубы. Это сокращает срок эксплуатации и снижает надежность труб.

Для устранения (уменьшения) расслоения многослойных труб в результате комбинированного действия внутреннего давления (в том числе циклических или апериодических его пульсаций), разности температур транспортируемой и окружающей сред разработчики композиционных материалов и конструкторы предложили много способов, которые условно можно разделить на две группы:

1) разработать состав полимера, наносимого на внешнюю поверхность термопластичной трубной заготовки, на которую наматывается стеклопластик. Сформированный таким образом промежуточный слой, обладающий хорошей адгезией к обоим слоям, служит своеобразным гибким буфером для материалов с разными ТКЛР;

2) создать механическое соединение внутренней и наружных труб с натягом, используя разность их ТКЛР (насадить наружную нагретую трубу на холодную внутреннюю или вставить внутреннюю трубу в наружную).

Однако эффективность обоих способов имеет ограничения: в первом случае — принципиально существенная разность ТКЛР стеклопластика и термопластичных полимерных трубных заготовок (в среднем в 2 раза), устранить которую химическим способом (разработкой модифицирующего поверхностного слоя термопласта) невозможно; во втором случае — соединение труб посадкой с натягом (фактически чисто механическое) достаточно работоспособно, но имеет ограниченный период эксплуатации, по истечении которого (вследствие старения материалов) оно становится недостаточно надежным.

Фактически задача повышения адгезии внутреннего термопластичного слоя к стеклопластику противоположна повышению (сохранению) его эластичности. Хорошая адгезия обеспечивается химической сшивкой двух материалов и для этого в качестве футеровки предпочтительнее сшиваемый материал, но при отрицательных температурах он теряет свою эластичность, а вместе с этим теряются преимущества двухслойной конструкции трубы. Если же термопластичный материал сохраняет эластичность при низких температурах, то реализация его химической сшивки со стеклопластиком достаточно проблематична.

Однако эффективного решения (по сочетанию качество/стоимость) по предотвращению растрескивания стеклопластика нет. В связи с этим в Институте инновационных исследований было принято уникальное решение: трубную заготовку внутреннего слоя изготовлять из древесного армированного композита на основе термопластичного связующего (ДПК-ТП). Наружный силовой слой формируют намоткой на внутреннюю трубную заготовку стеклоровинга, покрытого составным связующим, с его натяжением 30÷35 % от прочности на разрыв. Разность ТКЛР внутренней трубы из древесного пластика и наружной трубы из стеклопластика составляет не более 12 %, что кардинально решает проблему длительной прочности межслойного контакта труб. Использование композита с высоким содержанием волокнистой древесины обусловливает высокую прочность контакта в граничном слое "древесное волокно — стекловолокно". Исследования микроструктуры образцов многослойных труб после 150 тыс. циклов испытаний показали, что при использовании внутренней трубы из экструдированного полиэтилена низкого давления наблюдается существенное расслоение граничного слоя "стеклопластик — термопласт", а при использовании внутренней трубы из ДПК-ТП — расслоения нет.

Для формирования внутренней трубы были разработаны способ и устройство, позволяющие непосредственно в процессе прессования внутренней заготовки осуществлять ее армирование по контуру по средней линии сечения струнами в виде шпагата из стекловолоконной крученой нити ∅2,5÷3 мм, натянутыми с усилием 15÷25 % от прочности нити на разрыв.

Для решения проблемы повышенного растрескивания стеклопластика предложено использовать составное связующее, обладающее в отвержденном состоянии повышенной ударной вязкостью и вместе с тем высокой адгезией к слою из древеснонаполненного армированного композита внутренней трубы.

Состав пресс-композиции для внутренней трубы, мас. %: измельченная древесина — 75,7÷42,2; измельченные отходы полиэфирного (лавсан) и полиамидного (нейлон 6.6) корда в соотношении 3:2 (используемые в качестве связующего) — 20÷45; шпагат из стекловолоконной крученой нити ∅3 мм — 1,6÷2,5; модифицирующие добавки (стеарат цинка — 0,4÷0,9; комплексный бариево-кадмиевый стеарат — 0,3÷1,2; поливинилбутираль — 1,2÷1,7; мочевина — 0,3÷0,5).

Выбор термопластичной матрицы для внутренней трубы обусловлен тем, что между звеньями макромолекулярной цепи таких полимеров действуют межмолекулярные силы, которые значительно слабее сил химического взаимодействия в самой цепи, что позволяет подвергать материал значительным деформациям без нарушения его целостности.

Нейлон 6.6 и лавсан имеют общие свойства: высокие ударную вязкость (95 и 90 кДж/м^2 соответственно), прочность (при растяжении — 100 и

172 МПа, при изгибе — 120 и 70 МПа) и жесткость (модуль упругости при растяжении — 1,7 и 1,4 ГПа); низкий коэффициент трения (0,15 и 0,25); высокую износостойкость; сопротивление ползучести под нагрузкой; усталостную прочность. В то же время для нейлона 6.6 характерна химическая стойкость (не растворяется в большинстве органических растворителей, не поддается воздействию слабых растворов кислот и щелочей и соленой воды, низкая газопроницаемость), для лавсана — свето- и влагостойкость (водопоглощение — 0,2÷0,3 % за 24 ч).

Экспериментальная кривая течения полиамидполиэтилентерефталатного связующего имеет вид, как у вязкоупругого материала (рис. 1, *а*). Как и любое свойство, вязкоупругость имеет достоинства и недостатки: с одной стороны, она способствует ползучести материала под нагрузкой, с другой стороны — релаксации избыточных напряжений. Поэтому важен характер кривой течения: варьируя соотношение компонентов полимерной матрицы, можно при незначительной ползучести сохранить релаксационные свойства материала.

Проведенные исследования показали, что при соотношении "нейлон 6.6 — лавсан", равном 2:3, можно получить матрицу с высоким сопротивлением текучести (97 МПа) и крутизной кривой релаксации напряжений, достаточной для разгрузки материала стенок внутренней трубы и предотвращающей возникновение в ней усталостных напряжений.

Заметим, что для термопластов характерна динамическая усталость: они могут разрушаться при циклических напряжениях, меньших предела прочности при статических испытаниях. В частично кристаллической матрице колебания поглощаются только аморфными участками, поэтому вследствие размягчения материала динамическая усталость существенно уменьшается с увеличением степени кристалличности полимера. В связи с этим при оптимально выбранном режиме отверждения заготовки внутренней трубы можно получить изделие с высоким сопротивлением динамической усталости, что особенно важно для трубопроводов с характерным циклическим режимом нагружения.

При заданном соотношении компонентов в материале матрицы хорошо скомпенсированы слабые стороны полимеров — повышенное водопоглощение нейлона 6.6 (7÷8 %) и слабая стойкость лавсана к щелочам; полностью реализованы сильные стороны — сочетание высокой прочности с упругостью, химической устойчивостью, водо- и термостойкостью (95 °С — при постоянном использовании, 140 °С — в течение 500 ч).

В процессе формирования внутренней заготовки трубы под действием давления пуансона древесные волокна укладываются преимущественно перпендикулярно к направлению прессования, т. е. в радиальном направлении. В то же время струнные армирующие элементы располагаются вдоль оси трубы. Образуется практически изотропная (в части реализации упругих свойств) структура трубы: в радиальном направлении модуль упругости достаточно высок, так как нагрузка прикладывается в направлении волокон древесины (наиболее прочном), а в осевом направлении недостаточная жесткость древесных волокон в поперечном направлении компенсируется высоким модулем упругости армирующих струн.

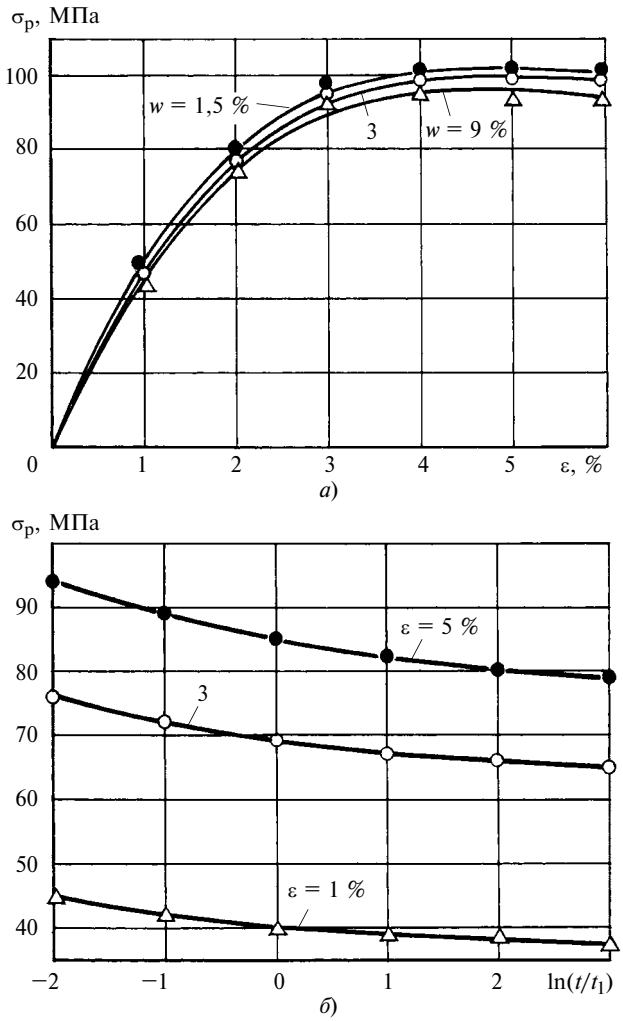


Рис. 1. Кривые текучести (*а*) и релаксации (*б*) образцов отвержденного полиамидполиэтилентерефталатного связующего при соотношении компонентов 2:3 и температуре 20 °С:
$\sigma_р$ — напряжение растяжения, МПа; ε — деформация, %; *w* — влажность, %; *t* и t_1 — соответственно время испытания и базовое время

Толщину стенки внутренней трубы определяли исходя из расчетного давления [3]:

$$\sigma = p\frac{D-h}{2h},$$

где σ — напряжение в стенке трубы, МПа; *p* — давление жидкости, МПа; *D* — наружный диаметр трубы, м; *h* — толщина стенки трубы, м.

Согласно международной классификации труб по минимальной длительной прочности напряжение рассчитывается из условия экстраполяции данных испытаний труб на стойкость к внутреннему гидростатическому давлению с нижним доверительным интервалом 97,5 % на срок службы 50 лет. Тогда допустимое напряжение в стенке трубы:

$$\sigma_д = 100MRS/C,$$

где *MRS* — минимальная длительная прочность после 50 лет эксплуатации, бар (кгс/см^2); *C* — эмпирическая константа для транспортируемой жидкости.

В случае затруднения определения коэффициента *C* за допустимое принимают напряжение, равное приблизительно половине прочности при длительной нагрузке в течение 50 лет.

Режим формования трубной заготовки: удельное давление прессования — 80÷20 МПа; температура канала в зоне плавления — 220÷250 °С, в зоне отверждения — 60÷80 °С; скорость движения заготовки в канале определяли из расчета формирования 1 мм толщины стенки за 0,5 мин.

Составное связующее для наружного слоя представляет собой раствор в спиртоацетоновом растворителе смеси компонентов, мас. частей на 100 мас. частей стеклоровинга: эпоксидной диановой смолы, модифицированной диглицидиловым эфиром диэтиленгликоля, — 10÷13; бромсодержащей эпоксидной диановой смолы — 8÷11; эпоксидной смолы УП-631У — 14÷18; отвердителя латентного типа (-бис(N,N-диметилкарбамидоценилметан) — 2,5÷2,8; антистатических и антипиренных добавок в виде углеродографитовой смеси (в соотношении 2:3) — 6÷9, трехокиси сурьмы — 5÷7 и хладона — 2÷4.

Важной особенностью армирования формуемого изделия струнами непрерывной длины для плунжерной экструзии является их постоянное натяжение.

Разработанные способ и устройство позволяют использовать стандартное прессовое оборудование: гидравлические, эксцентриковые, фрикционные кривошипные прессы усилием 50÷250 т, которые есть на машиностроительных и станкостроительных заводах и предприятиях по производству изделий из реактопластов.

Подготовка древесной пресс-композиции не отличается от принятой и включает: фракционирование и сушку измельченной древесины до влажности 3÷4 %; измельчение отходов термопластичного полимера (корд, пленка, упаковочная тара) на отрезки длиной 15÷25 мм; смешивание измельченных отходов термопластичного полимера с древесным наполнителем.

Далее осуществляют прессование порций изделия с периодическим продвижением по каналу, вдоль которого в среднем сечении по контуру формуемого изделия расположены армирующие элементы непрерывной длины, движущиеся синхронно с изделием. На рис. 2 приведена схема предлагаемого устройства для производства трубных заготовок с их армированием струнами из стекловолоконного шпагата непосредственно в процессе изготовления. Для получения образцов заготовок труб по предложенному способу использовали гидравлический пресс усилием 160 т, натяжение армирующих элементов составляло 15÷25 % от их предельного напряжения на разрыв.

Результаты испытаний полученных труб показали высокую износостойкость их внутренней поверхности: за 100 тыс. циклов износ составил не более 0,12 мм. Благодаря сравнимым значениям ТКЛР древесного пластика и стеклопластика, а также высокой адгезии составного связующего к древесно-

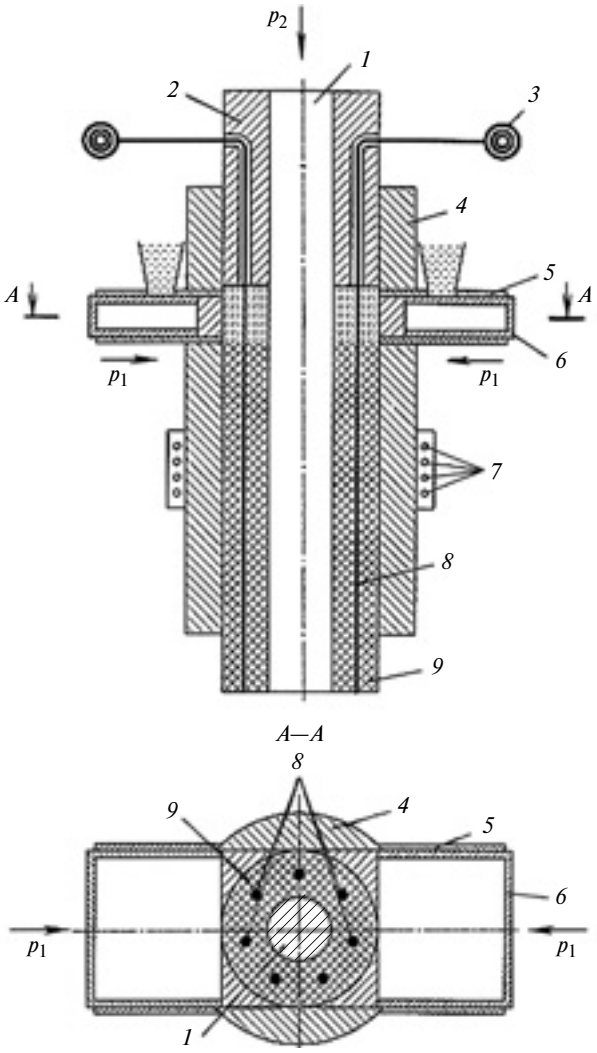


Рис. 2. Схема устройства для формования труб с параллельным армированием элементами непрерывной длины:
1 — шток; *2* — пуансон; *3* — катушка с армирующим шпагатом; *4* — формующий канал; *5* — канал загрузки пресс-материала; *6* — пуансон загрузки; *7* — нагреватели; *8* — натянутый армирующий шпагат; *9* — формуемое изделие (труба)

Показатель	Трубы, полученные спиральной намоткой с углом 55°	Трубы, полученные непрерывной намоткой
Предел прочности при растяжении, МПа, в направлении:		
тангенциальном	240/251	180/197
осевом	120/135	80/104
Модуль упругости, ГПа, в направлении:		
тангенциальном	25/26,4	19/20,1
осевом	12/13,2	8/9,4
Плотность, кг/м^3	1800÷1900/1270	1600÷1700/1270
Весовое соотношение "наполнитель:связующее"	(65÷72):(35÷28) / 69:31	(50÷55):(50÷40) / 69:31
Напряжения, МПа, при растяжении в направлении (не более):		
тангенциальном	50/37	35/29
осевом	24/21	16/13,7
Деформация при растяжении, мм/м (не более)	2/1,75	2/1,75

Примечание. В числителе приведены данные для труб по ТУ, в знаменателе — для труб предлагаемой конструкции.

му пластику (44÷46 МПа) расслоения труб при испытаниях не происходило. Применение составного связующего позволило повысить ударную вязкость стеклопластика до 38÷41 МПа и существенно уменьшить растрескивание отвержденного связующего.

Таким образом, предлагаемое решение позволяет существенно повысить надежность и долговечность коррозионно-стойких стеклопластиковых труб, эксплуатируемых в химически агрессивных (в том числе абразивосодержащих) средах, а также соляных растворах от промывки пород или химических растворах, для транспортировки нефтепродуктов и т. п. Такие трубопроводы могут использовать горнообогатительные и горнодобывающие предприятия, нефтеперерабатывающие и химические производства (ОАО "Беларуськалий", ОАО "Гродно-Азот", ОАО "Гомельский химический завод" и т. п.). В таблице приведены физико-механические свойства композиционных труб, изготовленных по предлагаемому способу, и труб, соответствующих требованиям ТУ 2296-250-24046478—95.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Корецкая Л. С.** Обзор и сравнительные характеристики свойств полимерных трубопроводов// http://www.kiranna.by/download_files/6.pdf. 16 с.
2. **Цхадая Н. Д., Ягубов, З. Х.** Стеклопластиковая труба для транспортировки нефти и газа // Нефтегазовое дело. 2012. № 3. С. 136—145.
3. **Цыпланов О. Г.** Конструирование изделий из композиционно-волокнистых материалов. Л.: Машиностроение, 1984. 138 с.

УДК 669.295

А. И. ХОРЕВ, д-р техн. наук (ФГУП "ВИАМ"), e-mail: anatoly.xorev@yandex.ru

Создание конструкционных листовых титановых сплавов высокотемпературного применения

Выполнен анализ особенностей конструкционных титановых сплавов высокотемпературного применения: возможности изготовления листовых полуфабрикатов и листовой штамповки, гибки, отбортовки, хорошая свариваемость, что позволяет расширить номенклатуру деталей.

Ключевые слова: высокотемпературный конструкционный сплав, применение, свариваемость, штамповка, гибка, отбортовка, коэффициент использования материала.

The analysis of features of structural titanium alloys, applicable at high temperature operating conditions, is performed: the opportunity of production of sheet semi-fabricated products and sheet-metal forming, bending, flanging, high weldability, which allows expanding part nomenclature.

Keywords: heat-resistant structural alloy, application, weldability, die forging, bending, flanging, stock utilization ratio.

Конструкционные титановые сплавы, как и конструкционные алюминиевые сплавы и стали, характеризуются:

возможностью изготовления из них полуфабрикатов всех типов — листов толщиной от 0,6 до 10 мм, лент, поковок, штамповок, плит, труб, профилей и др.;

хорошей свариваемостью при всех видах сварки (отношение пределов прочности сварного соединения и основного материала должно составлять 0,90÷0,95);

возможностью листовой штамповки с использованием современных технологий;

возможностью изготовления из них монолитных, сварных и паяных конструкций, что снижает трудоемкость изготовления конструкций и в 2÷3 раза повышает коэффициент использования металла.

В статье приводятся результаты разработки конструкционных листовых хорошо свариваемых титановых сплавов высокотемпературного (до 700 °С) применения, из которых можно изготовить листы и другие полуфабрикаты для штампосварных конструкций. Эти сплавы применяют при создании гиперзвуковых летательных аппаратов [1—12].

Создание конструкционных титановых сплавов высокотемпературного применения связано с тем, что для обшивки гиперзвуковых самолетов и дру-

гих летательных аппаратов, подвергающихся высокому аэродинамическому нагреву, не подходят традиционные титановые сплавы. В настоящее время для обшивки самолетов и ракет используют листы толщиной 0,8÷1,2 мм из конструкционных титановых сплавов ОТ4-1 и ОТ4, работающих при температуре до 350 °С. При температуре до 500 °С используют листы толщиной более 3 мм из сплава ВТ20, который до сих пор является наиболее прочным конструкционным титановым сплавом. Показатели жаропрочности сплава ВТ20 при выдержке 100 ч: предел ползучести при 500 °С — $\sigma_{0,2}$ = 150 МПа, при 600 °С — $\sigma_{0,2}$ = 10 МПа; предел длительной прочности при 500 °С — $\sigma_в$ = 450 МПа, при 600 °С — $\sigma_в$ = 100 МПа.

За рубежом (США) для обшивки новых летательных аппаратов рассматривается применение титанового сплава Ti-6242, не легированного кремнием, жаропрочные характеристики которого при выдержке 100 ч соответствуют характеристикам сплава ВТ20: предел ползучести при 500 °С — $\sigma_{0,2}$ = 160 МПа, при 600 °С — $\sigma_{0,2}$ = 10 МПа; предел длительной прочности при 500 °С — $\sigma_в$ = 420 МПа, при 600 °С — $\sigma_в$ = 120 МПа. Сплав не рекомендуется применять при температуре выше 500 °С. Отметим, что в США до настоящего времени нет технологий, позволяющих получать из этого сплава листы толщиной менее 2 мм.

Создание конструкционных титановых сплавов высокотемпературного применения предусматривает поиск, с одной стороны, композиции легирующих элементов, обеспечивающих получение высоких механических свойств изделий с длительной (100 ч) прочностью при температуре до 600 °С и кратковременной (2 ч) прочностью при температуре до 700 °С; с другой стороны, новых способов обработки сплавов давлением, обеспечивающих изготовление листов, в том числе толщиной 0,8÷1,2 мм, и получение деталей листовой штамповкой и сваркой. Эти две задачи входят в противоречие: для получения жаропрочных свойств необходимо высокое легирование алюминием и введение кремния — компонентов, резко снижающих пластичность; в то же время традиционные жаропрочные титановые сплавы содержат ограниченное число изоморфных β-стабилизаторов (Mo, V, Nb), повышающих пластичность. Это противоречие было разрешено разработкой новых термомеханических параметров изготовления тонких листов и режимов изотермической штамповки [1—12].

Автором была предложена прокатка тонких листов с предельными деформациями, обеспечивающая повышение температуры в очаге деформации, увеличение степени деформации и ее однородности по ширине листа.

Современные жаропрочные титановые сплавы, которые применяют в виде поковок, штамповок и прутков, содержат: α-стабилизатор Al; нейтральные упрочнители Sn и Zr; эвтектоидообразующий β-стабилизатор Si; в ряде случаев дополнительно вводят β-стабилизатор W и изоморфные β-стабилизаторы Mo и Nb [1, 2, 13, 14].

При создании конструкционных титановых сплавов высокотемпературного применения были использованы следующие механизмы: упрочнения твердорастворное α- и β-фаз, дисперсионное α- и β-фаз, интерметаллидное α_2-фазы и упрочнение химическими соединениями — силицидами. Установлено, что легирующие элементы, повышающие температуры полиморфного превращения ($T_{п.п}$) и плавления ($T_п$), повышают жаропрочные характеристики сплавов; интерметаллиды и химические соединения повышают дисперсность и однородность сплава.

Для конструкционных титановых сплавов высокотемпературного применения характерным является упрочнение твердого раствора легирующими элементами на пределе их растворимости в твердой α-фазе. Наиболее эффективно при повышенных температурах работают α-сплавы с высокой температурой полиморфного превращения α-фазы в β-фазу, но они имеют небольшую пластичность. Для улучшения механических свойств в деформируемые α-сплавы вводят небольшое количество β-стабилизирующих добавок — до их растворения в α-фазе, которые повышают пластичность.

Введение Al повышает температуру полиморфного превращения и незначительно снижает температуру плавления (коэффициент его распределения при дендритной ликвации близок к единице). Установлено, что максимальное содержание Al в конструкционном листовом сплаве высокотемпературного применения не должно превышать 6,5 %. Повысить длительную прочность можно частичной заменой алюминия оловом и другими легирующими добавками. Лучшие показатели конструкционных сплавов при высоких температурах достигаются при комплексном легировании Al, Zr и Sn.

Повышению пластичности способствуют элементы, стабилизирующие β-фазу титана. Одним из эффективных упрочнителей из группы изоморфных β-стабилизаторов является Mo, который, с одной стороны, повышает $T_п$ сплава, а следовательно, и жаропрочность, с другой стороны, снижает $T_{п.п}$, а следовательно, высокотемпературные характеристики прочности. Введение до 1 % Nb, который, как и Mo, повышает $T_п$ и снижает $T_{п.п}$, заметно повышает предел ползучести сплава, который также повышается за счет твердорастворного упрочнения и упрочнения химическими соединениями при введении 0,15÷0,5 % Si.

Анализ отечественных и зарубежных жаропрочных титановых сплавов показал, что для изготовления листов можно использовать сплавы типа ВТ18У и ВТ25У, макролегированные α-стабилизатором (Al); β-стабилизаторами (Mo, Nb, V, W) и ней-

тральными упрочнителями (Sn, Zr). Исследовали также сплав ВТ20-1, который можно применять при температуре 450÷500 °С, но значительно уступающий сплавам ВТ18У и ВТ25У по механическим свойствам.

Для каждого сплава методом закалочных проб была определена температура $T_{п.п}$ $(\alpha + \beta) \rightarrow \beta$, т. е. образцы подвергали закалке в воде при температуре 900÷1050 °С с интервалом 10 °С и исследовали микроструктуру. Для сплава ВТ18У температура $T_{п.п}$ = 1010 °С, для сплава ВТ25У — $T_{п.п}$ = 970 °С. Полученные температуры подтверждены рентгеновским способом.

Сначала определяли возможность изготовления листов из этих сплавов (ранее из них изготовляли только поковки и штамповки) по разработанным автором термомеханическим параметрам (защищены патентами) многостадийной обработки конструкционных титановых сплавов высокотемпературного применения. В промышленных условиях Верхнесалдинского металлургического ПО (ВСМПО) из слитков сплавов ВТ18У и ВТ25У массой 500 кг по разработанной технологии были изготовлены листы толщиной 0,8÷1,2 мм.

Исследовали поперечные образцы после вакуумного отжига в течение 1 ч при температуре отжига $T_о = T_{п.п} - 30÷50$ °С. Для сплава ВТ18У — $T_о$ = 950 °С, для сплава ВТ25У — $T_о$ = 920 °С. Анализ показал, что при температуре 20 °С $(\alpha + \beta)$-сплав ВТ25У имеет следующие механические свойства: $\sigma_в$ = 1000 МПа, $\sigma_{0,2}$ = 910 МПа и δ = 12 %; механические свойства псевдо-α-сплава ВТ18У: $\sigma_в$ = 1020 МПа, $\sigma_{0,2}$ = 920 МПа и δ = 10 %. С повышением температуры испытания прочность сплава ВТ18У увеличивается.

Затем сплавы ВТ25У и ВТ18У исследовали на длительную (100 ч) и кратковременную (2 ч) прочности и ползучесть, а также на жаропрочность и штампуемость. Исследовали также механические свойства листов толщиной 1 мм из опытных сплавов типа ВТ18У с дополнительным легированием, которые сопоставляли с механическими свойствами листов из сплава ВТ18У.

Одной из основных характеристик конструкционных титановых сплавов высокотемпературного применения ВТ18У и ВТ25У является длительная прочность, которую определяли за 100 ч испытаний в интервале температур 400÷700 °С. Для изделий с ограниченным ресурсом определяли кратковременную прочность с выдержкой 2 ч под нагрузкой также в диапазоне указанных температур. Свойства получены для сплавов в отожженном состоянии: температура отжига $T_о = T_{п.п} - 30÷50$ °С.

При температуре 400÷500 °С длительная прочность $(\alpha + \beta)$-титанового сплава ВТ25У на 30÷50 МПа выше длительной прочности сплава ВТ18У, но уже при температуре 500 °С длительная прочность сплавов становится приблизительно одинаковой (σ_{100} = 600÷610 МПа). С повышением температуры испытания и длительная, и кратковременная прочности псевдо-α-сплава ВТ18У превышаются. При температуре испытания 700 °С длительная прочность сплава ВТ18У σ_{100} = 100÷120 МПа, что на 70÷80 МПа выше прочности сплава ВТ25У.

Таким образом, при умеренных температурах испытаний (400÷500 °С) бóльшую длительную прочность имеет сплав ВТ25У, а при высоких температурах — сплав ВТ18У.

Жаропрочные свойства листов из сплавов ВТ18У и ВТ25У оценивали по пределу ползучести, который определяли при температуре испытания 600 °С и выдержке 2 и 100 ч. Полученные в результате испытаний для сплава ВТ18У значения $\sigma_{0,2/2}$ = 240 МПа и $\sigma_{0,2/100}$ = 80 МПа были выше значений $\sigma_{0,2/2}$ = 220 МПа и $\sigma_{0,2/100}$ = 50 МПа для сплава ВТ25У (особенно при длительной выдержке).

Предел ползучести сплава ВТ18У увеличивается при температуре испытания 700 °С, полученные значения $\sigma_{0,2/2}$ = 100÷120 МПа и $\sigma_{0,2/100}$ = 30÷40 МПа уже в 4 раза больше значений $\sigma_{0,2/2}$ = 25÷30 МПа для сплава ВТ25У при кратковременной выдержке в течение 2 ч, а при температуре 700 °С и выдержке 100 ч сплав ВТ25У практически не сопротивляется ползучести, т. е. остаточная деформация определяется значениями, больше единицы.

Результаты проведенных исследований показали, что оптимальные жаропрочные свойства при температуре 600÷700 °С имеет псевдо-α-сплав ВТ18У, который можно рекомендовать для применения в конструкциях авиационной, ракетной и космической техники.

Рассмотрим технологические свойства листов толщиной 0,8÷2 мм. Штампуемость листов из исследуемых сплавов оценивали по их предельной деформации, определяемой коэффициентами вытяжки ($K_{выт}$) и отбортовки ($K_{от}$) и минимальным радиусом гибки R_{min} (таблица).

Испытания проводили на листах толщиной 1÷2 мм при нормальной температуре и нагреве образцов для определения оптимальных температур штамповки листов из каждого сплава, при которых можно получать детали сложной формы. Штампуемость листов из сплавов ВТ18У и ВТ25У при нормальной температуре — низкая, можно изготовлять детали только простой формы, например, цилинд-

Сплав	Толщина S, мм	Температура деформации $T_{деф}$, °С	Параметры штампуемости		
			$K_{выт}$	$K_{от}$	R_{min}
ВТ18У	1÷2	20 920÷950	<1,47 1,94	1,22 1,62	5,3S (1÷1,5)S
ВТ25У	1÷2	20 850÷900	<1,47 1,67	<1,40 1,62	(3,8÷5)S (1÷1,5)S

рические обечайки с большими радиусами гибки. Для штамповки сплава ВТ18У необходима более высокая температура (920÷950 °С), чем для сплава ВТ25У (850÷900 °С).

Радиусы скруглений рабочих кромок матриц и пуансонов при испытаниях были равны 5*S*, где *S* — толщина листа. Для деталей сложной формы с малыми радиусами кривизны, изготовленных из листов, следует применять изотермическую штамповку в отлитых из жаропрочного стекла штампах, что экономически эффективно ввиду возможности их переплавки при разрушении.

Исследовали влияние режимов вакуумного отжига на свойства листов из сплава ВТ18У при температурах отжига 750, 800, 850, 900, 950 и 1050 °С. Отжиг проводили в течение 1 ч в (α + β)-области и 30 мин в β-области. Отожженные образцы при температуре испытания 600 и 700 °С, выдержке 2 и 100 ч и конкретной нагрузке имели: $\sigma_{0,2/2}^{600}$ = = 240 МПа и $\sigma_{0,2/100}^{600}$ = 100 МПа; $\sigma_{0,2/2}^{700}$ = 100 МПа и $\sigma_{0,2/100}^{700}$ = 50 МПа. Испытания показали, что с повышением температуры вакуумного отжига предел ползучести увеличивается, т. е. уменьшается остаточная деформация образца: при $T_о$ = 750÷850 °С она равна 0,35 %, в некоторых случаях — более 1 %; при $T_о$ = 900 °С предел ползучести повышается значительно, т. е. при данных напряжениях остаточная деформация составляет 0,27÷0,34 %. Максимальный предел ползучести получен после вакуумного отжига в β-области, но при этом резко снижается технологичность сплава. Оптимальное сочетание предела ползучести и технологических характеристик листов из сплава ВТ18У получено после вакуумного отжига при температуре $T_о$ = 950 °С в течение 1 ч. Деформирование листов следует проводить после отжига при температуре 750÷800 °С, а для готовой детали — применять режим отжига при температуре β-области, который является режимом преобразования структуры.

Металлографические исследования микроструктуры листов из сплава ВТ18У при 500-кратном увеличении показали, что после отжига при температуре 750÷900 °С она представляет собой типичную равноосную мелкозернистую структуру листового полуфабриката, свидетельствующую о большой пластической деформации. При нагреве в β-области (1050 °С) имеет место огрубление структуры, видны пластины α-фазы большого размера и грубые границы исходных β-зерен.

Следует отметить, что листы из сплава ВТ18У хорошо свариваются при всех видах сварки и рекомендуются для изготовления сварных конструкций. Соединения, выполненные аргонодуговой сваркой без присадки при температуре 20 °С имеют предел прочности $\sigma_в$ = 940÷1020 МПа, при 450 °С — $\sigma_в$ = 720÷830 МПа, при 500 °С — $\sigma_в$ = 690÷730 МПа, при 600 °С — $\sigma_в$ = 590÷650 МПа. Сварные соединения при выдержке 100 ч имеют при температуре 500 °С предел прочности $\sigma_в$ = 590÷600 МПа, а при 600 °С — $\sigma_в$ = 200÷210 МПа. Ударная вязкость металла шва *KCU* = 0,47÷0,6 МДж/м^2, а зоны термического влияния при сварке *KCU* = 0,44÷0,6 МДж/м^2. Указанные характеристики свидетельствуют о высоком уровне механических свойств сварных соединений листов из сплава ВТ18У.

Автором разработаны паспорт и технические условия на поставку: листов из отожженного титанового сплава ВТ18У толщиной 0,8÷3 мм ($\sigma_в$ = 980÷1180 МПа, $\delta \leqslant 8$ %, угол загиба 30° для листов толщиной 0,8÷1,2 мм и 20° для листов толщиной 1,5÷3 мм) (ТУ 92-150—2007); плит толщиной 20÷80 мм из титанового сплава ВТ18У, отожженных при $T_о$ = 900÷950 °С, выдержке 1÷4 ч, охлаждении на воздухе ($\sigma_в \geqslant 885$ МПа, $\delta > 8$ %, $\psi > 12$ %, *KCU* = 0,3 МДж/м^2) (ТУ1 92-150—2007).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хорев А. И.** Комплексное легирование и термомеханическая обработка титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1979. 228 с.
2. **Хорев А. И.** Современные методы повышения конструкционной прочности титановых сплавов. М.: Воениздат, 1979. 256 с.
3. **Хорев А. И.** Опыт применения титановых сплавов в народном хозяйстве. М.: ЦНИИТЭМС, 1977. 37 с.
4. **Металловедение** титана и его сплавов / С. П. Белов, А. И. Хорев, М. А. Хорев и др. М.: Металлургия, 1992. 352 с.
5. **Хорев А. И., Хорев М. А.** Титановые сплавы: применение и перспективы развития // Титан. 2005. С. 40—53.
6. **Хорев А. И.** Теория и практика создания современных конструкционных титановых сплавов // Титан. 2007. С. 26—38.
7. **Хорев А. И., Хорев М. А.** Титановые сплавы, их применение и перспективы развития // Материаловедение. 2005. № 7. С. 25—34.
8. **Хорев А. И.** Создание теории комплексного легирования и микролегирования и разработка титановых сплавов // Материаловедение. 2009. № 6. С. 30—40.
9. **Хорев А. И.** Повышение конструкционной прочности термически и термомеханически упрочняемых титановых сплавов // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 26—34.
10. **Хорев А. И.** Теория и практика создания современных конструкционных титановых сплавов // Титан. 2007. № 2 (21). С. 26—38.
11. **Хорев А. И.** Фундаментальные исследования легирования титановых сплавов редкоземельными металлами // Вестник машиностроения. 2011. № 11. С. 54—61.
12. **Хорев А. И.** Фундаментальные и прикладные работы по термической и термомеханической обработке титановых сплавов // Вестник машиностроения. 2011. № 12. С. 66—71.
13. **Солонина О. П., Глазунов С. Г.** Жаропрочные титановые сплавы. М.: Металлургия, 1976. 447 с.
14. **Ильенко В. М., Шалин Р. Е.** Титановые сплавы для авиационных газотурбинных двигателей // Титан (ВИЛС). 1995. № 1. С. 25.

УДК 621.9.04.001.24

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: mt13@bmstu.ru

Теоретическое обеспечение технологической механики. 9. Степень деформации и накопленная деформация. Часть 2*

Рассматриваются деформированное состояние заготовки и учет упрочнения при осадке и вдавливании в полупространство.

Ключевые слова: степень деформации, накопленная деформация, заготовка, упрочнение, осадка, вдавливание, полупространство.

The deformed state of a workpiece and accounting of strengthening at shortening and indentation into half-space are considered.

Keywords: deformation ratio, cumulative deformation, workpiece, strengthening, shortening, indentation, half-space.

Перед рассмотрением конкретных решений некоторых практически значимых задач по определению накопленных деформаций, дадим пояснения на примере выдавливания цилиндрического стакана.

Мысленно проведем эксперимент. На срединную плоскость цилиндрической заготовки, например диаметром 56 мм, нанесем координатную сетку в 2 мм (рис. 6*[1]) и осуществим выдавливание пуансоном диаметром 40 мм (относительный радиус матрицы, отнесенный к радиусу калибрующего пояска пуансона, $R = 1{,}4$) на глубину 0,1 мм (см. рис. 6, справа от оси симметрии; размеры ячеек сетки и глубина внедрения пуансона увеличены). Очевидно, что такое внедрение пуансона не приведет к существенному искажению сетки, поэтому при вычислении методом координатных сеток средней по очагу накопленной деформации получим значение, равное нулю. Кроме того, по мере углубления пуансона искажения сетки и, соответственно, накопленные деформации будут увеличиваться постепенно (рис. 7). Однако в учебной и справочной литературе рекомендуют определять накопленную деформацию или по формуле, характеризующей отношение начальной площади поперечного сечения к конечной [1, 2]:

$$e_i = \ln \frac{R^2}{R^2 - 1}, \qquad (22)^{*1}$$

или по формуле В. Я. Шехтера [3]:

$$e_i = \ln \left[\frac{R^2}{R^2 - 1} \left(\frac{H_0}{H} \right)^{\frac{1}{R^2}} \right], \qquad (23)$$

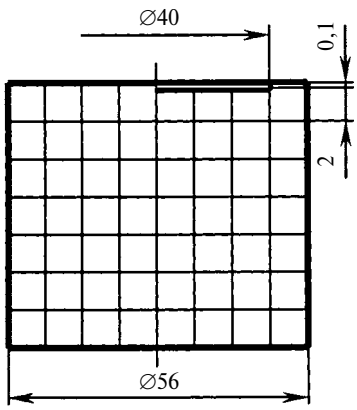
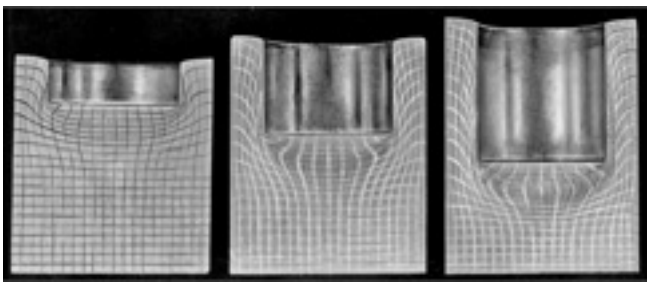


Рис. 6. Делительная сетка без заметных искажений при малом внедрении пуансона в заготовку



$s = 0{,}5$ $s = 1{,}0$ $s = 1{,}5$

Рис. 7. Деформации координатных сеток при холодном выдавливании образцов из алюминиевого сплава АВ (s — ход выдавливания, отнесенный к радиусу пуансона)

* Продолжение цикла. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1÷12 за 2013 г., № 1÷3 за 2014 г., продолжение — № 5 за 2014 г.

*[1] Рис. 1÷5 и формулы (1)÷(21) — см. "Вестник машиностроения" № 3 за 2013 г.

где H_0 и H — начальная и текущая высоты очага пластической деформации заготовки.

Согласно формуле (23) предполагается, что материал заготовки с самого начала выдавливания охвачен пластической деформацией по всей толщине, т. е. формула В. Я. Шехтера условно применима лишь при стесненном выдавливании, при котором высота очага пластической деформации равна текущей толщине дна выдавливаемого изделия.

По формулам (22) и (23) уже для начального момента выдавливания, соответствующего представленному мысленно эксперименту, несмотря на малую величину углубления получим большую накопленную относительную деформацию, величина которой составляет 0,714.

Таким образом, формула (22) имеет два недостатка. Во-первых, получаем значительную накопленную деформацию уже для момента начала выдавливания; во-вторых, получаем неизменную накопленную деформацию в ходе выдавливания, в связи с чем, особенно при наблюдаемом постоянстве силы, часто используют неточный термин "установившаяся (или стационарная) стадия выдавливания".

Между тем экспериментальные исследования выдавливания полых изделий, в частности поэтапное исследование характера течения, при котором сопоставляли искажения делительной сетки при разных рабочих ходах пуансона [4, 5], а также исследования распределения твердости в стенках и очаге пластической деформации выдавливаемого изделия [6—8], дающие косвенное представление о распределении деформаций, позволили сделать вывод, что поле деформаций стационарно не по всей пластической области, а только когда все материальные точки, покидающие пластическую область, полностью проходят путь от ее входной до выходной границы, причем по неизменной траектории. Однако *даже при максимальном рабочем ходе, который удается получить при выдавливании, поле деформаций остается нестационарным еще в значительной части пластической области* [5, 8, 9]. В каждой точке той части пластической области, в которой поле деформаций становится стационарным, прекращается дальнейший рост деформаций, тогда как деформации в каждой точке зоны нестационарного поля по мере внедрения пуансона продолжают увеличиваться, что подтверждает и непрерывное повышение твердости в этой зоне [7].

Следовательно, *с точки зрения деформированного состояния, стационарной стадии выдавливания полых изделий вообще не существует* (заметим, что в процессе выдавливания происходит истощение смазочного слоя, т. е. помимо деформаций изменяются во времени и силы контактного трения). Поэтому, по мнению автора, в случае постоянства силы в ходе выдавливания корректнее использовать введенный в работе [4] термин "квазистационарное выдавливание". Напомним, что постоянство силы может иметь место в двух случаях: во-первых, если в соответствии с физическими особенностями или термомеханическим режимом выдавливания отсутствует деформационное упрочнение выдавливаемого материала; во-вторых, если рост контактного трения и увеличение напряжения текучести выдавливаемого материала в результате деформационного упрочнения компенсируются снижением этого напряжения вследствие температурного эффекта деформации.

Согласно формуле (23) также значительную накопленную деформацию получаем уже в момент начала выдавливания. Формула (23) представляет собой искусственное сочетание формулы (22) с формулой (9) логарифмической высотной деформации при простом сжатии и, естественно, дает ошибочную зависимость накопленной деформации от хода выдавливания.

Таким образом, традиционно рекомендуемые формулы не дают объективной характеристики накопленных деформаций при реальном выдавливании, что видно при сравнении полученных по ним значений с экспериментальными данными работы [10], установленными при выдавливании с параметрами, соответствующими параметрам мысленного эксперимента (рис. 8). Традиционные формулы получены путем некорректного переноса характеристик деформации в условиях *линейного* напряженного-деформированного состояния (НДС) при простом растяжении или сжатии на несопоставимо более сложное *объемное* НДС заготовки при выдавливании. Привлекательная простота этих формул не оправдывает их полное несоответствие физическим законам процессов выдавливания. И несомненный вред этих формул заключается в том, что даже крупные исследователи процессов выдавливания, не понимая, как достаточно корректно вы-

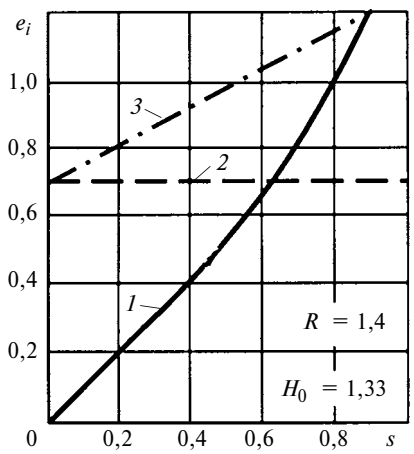


Рис. 8. Зависимости накопленной деформации e_i при выдавливании стаканов от относительного хода s пуансона:
1 — экспериментальная; *2* — по формуле (22); *3* — по формуле (23)

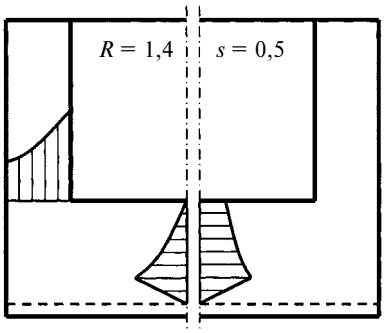


Рис. 9. Эпюры распределения накопленных деформаций при застойной зоне (слева) и затрудненном течении (справа)

числить накопленную деформацию, пишут: "средняя степень деформации — по рекомендациям В. Я. Шехтера" [11, с. 79], а эти "рекомендации" не имеют ничего общего с действительной средней степенью деформации, что хорошо видно из рис. 8.

Кроме того, при выдавливании стаканов весьма значительной является не только нестационарность накопленных деформаций по ходу выдавливания, но и неравномерность их распределения по толщине стенки и очагу пластической деформации выдавливаемого изделия. В работе [12] методом координатных сеток установлено, что интенсивность деформаций возрастает в направлении внутренней стенки стакана (рис. 9); это подтверждается также измерением твердости [6, 13]. Распределение интенсивности деформации под торцом пуансона (в дне стакана) имеет довольно сложный характер с ярко выраженным экстремумом при наличии застойной зоны и более равномерный характер при ее отсутствии (см. рис. 9). Также установлено, что неравномерность деформированного состояния отдельных зон уменьшается с увеличением обжатия [14]. Неравномерность деформации при выдавливании определяет соответствующую неравномерность структуры и свойств изделий по их сечению и длине [2], а также возможность трещинообразования в соответствующих точках, т. е. является важнейшей характеристикой процесса.

Незнание реальных закономерностей НДС заготовки при выдавливании приводит теоретиков к ошибочным практическим рекомендациям. Например, в монографии [11, с. 56] читаем: "Применение пуансонов с конусным торцом позволяет избежать появления трещин". Однако опыт показывает, что на самом деле все обстоит как раз наоборот: чем больше торец пуансона отличается от плоского, тем больше интенсивность трещинообразования (рис. 10). Причина этого подробно объяснена в монографии [4, с. 360—362].

К сожалению, зависимости для расчета неравномерности деформации при выдавливании хотя и появились в учебниках и монографиях [4, 15, 16], но в справочной литературе и по сей день отсутствуют.

Для лучшего понимания методики правильного анализа деформированного состояния заготовки в любом достаточно сложном процессе обработки металлов давлением рассмотрим некоторые необходимые понятия механики сплошной среды.

Для определения местоположения точки деформируемого тела в процессе обработки давлением удобно ввести систему координат, связанную с рабочим инструментом (в данном случае систему координат z, ρ, связанную с пуансоном, рис. 11), т. е. с телом, не претерпевающим существенной деформации. Для облегчения анализа этот инструмент, как правило, считают мгновенно неподвижным и соответственно называют принятую систему координат *условно неподвижной*. Применительно к выдавливанию будем считать пуансон условно неподвижным, полагая, что металл, расположенный под нижней границей очага пластической деформации, движется навстречу пуансону со скоростью v_0.

Существуют два подхода к изучению поведения сплошной среды. Согласно первому, предложенному Лагранжем, объектом изучения являются сами *материальные частицы* среды. В дальнейшем будем называть их просто *частицами*. В начальный момент деформации выбираются интересующие исследователя частицы, например, *1* и *2* (см. рис. 11). Каждая из этих частиц обладает определенной исходной *индивидуальностью*, характеризуемой такими показателями, как скорость движения, накопленная деформация, напряжение текучести, температура и т. п. Если, например, выдавливанию подвергается слиток, то накопленные деформации у исходных частиц *1* и *2* будут одинаковы и равны нулю, но начальные напряжения текучести и законы их изменения могут заметно отличаться (раздел 3.3 монографии [4]). В этом случае исходная индивидуальность частиц определяется *прочностной неоднородностью*. Если же заготовка перед выдавливанием подвергалась пластической деформации, например, калибровке, обусловившей исход-

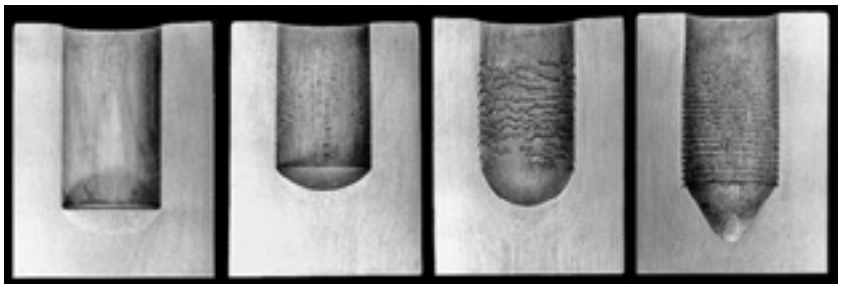


Рис. 10. Трещинообразование в деталях из алюминиевого сплава АВ в зависимости от величины выпуклости торца пуансона

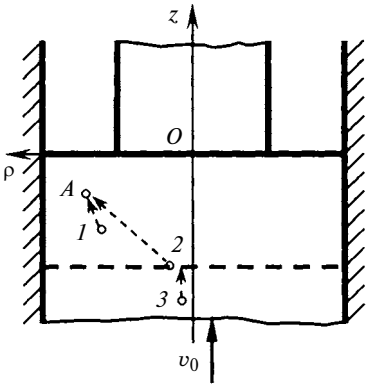


Рис. 11. Схема, поясняющая различия координат Лагранжа и Эйлера

ную индивидуальность разных частиц в виде различной накопленной деформации, то говорят об *истории деформирования*.

Итак, *по Лагранжу фиксируют начальные координаты материальной частицы, называемые также* ***координатами Лагранжа****, после чего следят, куда переместится данная частица за определенное время после начала деформации, и определяют изменение характеристик ее индивидуальности, обусловленное этим перемещением*. Например, частица *1*, имеющая начальные координаты z_{01}, ρ_{01}, через время t после начала деформации переместится в точку A, в которой *текущие координаты* частицы примут значения z, ρ (см. рис. 11). Так как при этом частица пройдет конкретный путь в поле пластической деформации, то она накопит определенную деформацию, которая изменит ее начальную накопленную деформацию, а при наличии упрочнения изменит и напряжение текучести этой частицы. Следует учесть, что перемещение, например, частицы *3*, находившейся сначала в пластически недеформируемой жесткой части заготовки, до момента попадания этой частицы в поле пластической деформации не приводит к каким-либо изменениям интересующих нас показателей ее индивидуальности. Поэтому в качестве начальных координат этой частицы следует принимать не ее исходные координаты, а те координаты, которые она будет иметь в момент попадания в очаг пластической деформации. Именно от этого момента следует отсчитывать и интересующее нас время перемещения данной частицы.

Согласно второму подходу, разработанному Эйлером, объектом изучения являются свойства среды, находящейся в данный момент в какой-либо фиксированной *геометрической точке* пространства, в дальнейшем называемой просто *точкой*. Итак, *по Эйлеру фиксируют координаты определенной геометрической точки пространства, называемые также* ***координатами Эйлера****, после чего следят, какая материальная частица в конкретный момент времени попадет в данную точку и какую индивидуальность она туда принесет*. Например, выбирают точку A (см. рис. 11), имеющую фиксированные координаты z, ρ, после чего устанавливают, что в момент времени t_1 в эту точку попала частица *1* с определенными текущей скоростью, накопленной деформацией, напряжением текучести, температурой и т. п., в момент времени t_2 в эту же точку попала частица *2*, имеющая уже другие текущие показатели, затем — точка *3* и т. д.

Очевидно, что если движение сплошной среды определено, то для каждого момента времени существует однозначная функциональная связь координат Эйлера с координатами Лагранжа и наоборот. Заметим, что при использовании этих координат в уравнениях механики сплошной среды их часто называют *переменными Эйлера* и *переменными Лагранжа*. Эти понятия в теории обработки давлением будем называть соответственно *текущими* и *начальными* координатами [17, с. 21], используя в обозначениях последних индекс "0", например, текущую координату частицы обозначим z, начальную — z_0.

Теперь рассмотрим процесс накопления деформаций при выдавливании стакана (рис. 12). Разработанные нами методы [4] позволяют без затруднений учесть историю деформирования, но для упрощения будем считать, что исходная накопленная деформация во всех точках заготовки равна нулю. Чтобы не отвлекало радиальное перемещение частицы, сначала рассмотрим, как меняются накопленные деформации в фиксированной точке A с координатами Эйлера $z = 0$ и $\rho = R$, расположенной на пересечении верхней границы очага пластической деформации с матрицей (по высоте очаг деформации расположен между точками *1* и *3*). При этом будем руководствоваться положением: *чем больше при прочих равных условиях путь, пройденный*

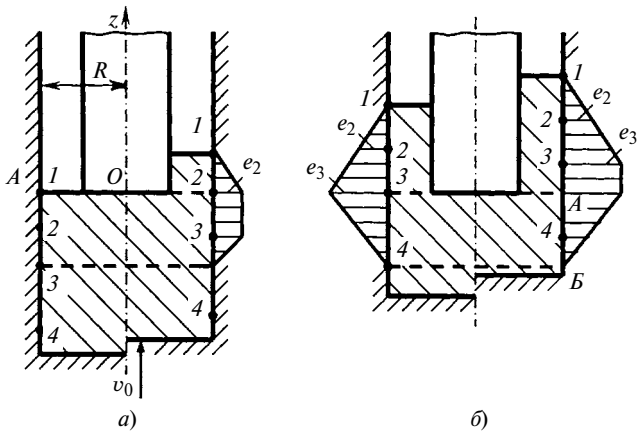


Рис. 12. Схема накопления деформаций на границе с матрицей: *а* — начало выдавливания; *б* — середина (окончание) процесса

материальной частицей в очаге пластической деформации, тем больше накопленная ею деформация. Это положение вытекает из формулы (19)*[1], если формально заменить в ней фактор времени t на адекватный ему фактор рабочего хода s (т. е. пути).

Будем следить за частицами, первая из которых находится на верхней границе очага пластической деформации, вторая — примерно посредине, третья — на нижней границе очага, а четвертая — в жесткой части заготовки (см. рис. 12, *а*, слева от оси симметрии).

Находящаяся в начальный момент деформации в точке *А* частица *1* сразу же выйдет за пределы очага пластической деформации, т. е. не успеет накопить какую-либо деформацию и, следовательно, сохранит $e_1 = 0$. Через определенный отрезок времени в точку *А* попадет частица *2*, которая уже пройдет в очаге определенный путь и, соответственно, принесет в точку *А* накопленную деформацию e_2 (см. рис. 12, *а*, справа от оси симметрии). Таким образом, накопленная деформация в точке *А* изменится, т. е. поле деформаций вблизи этой точки нестационарно. При этом частица *3* займет промежуточное положение, а частица *4* попадет на нижнюю границу очага, приобретя те же начальные (лагранжевы) координаты, которые имела в начальный момент выдавливания частица *3*.

Еще через какое-то время в точку *А* попадет уже частица *3*, которая пройдет в очаге пластической деформации бóльший путь, чем частица *2*, и, соответственно, принесет в точку *А* бóльшую накопленную деформацию e_3 (см. рис. 12, *б*, слева от оси симметрии). Поскольку эта частица полностью пройдет путь от входной границы очага до выходной, то каждая частица, расположенная ниже этой, например частица *4*, будет лишь повторять тот же путь в очаге, в связи с чем накопленные деформации в точке *А* и ниже нее перестанут увеличиваться (см. рис. 12, *б*, справа от оси симметрии), т. е. поле деформаций вдоль линии *АБ* станет стационарным.

На основе сделанных пояснений рассмотрим подробно, какие же зоны с принципиально различным деформированным состоянием возникают в процессе свободного выдавливания стакана. Для простоты по-прежнему будем считать пуансон условно неподвижным, полагая, что металл, расположенный под нижней границей очага пластической деформации, движется навстречу пуансону со скоростью v_0 (рис. 13).

В начальный момент выдавливания образуется очаг пластической деформации, включающий области **1** и **2**, ниже которых расположена жесткая область (рис. 13, *а*, слева от оси симметрии). Исходной границей между областями **1** и **2** является волокно *ВГ*, т. е. линия с начальным радиусом $\rho_0 = 1$ (для сопоставления рассматриваемых далее изменений этого волокна с экспериментом ис-

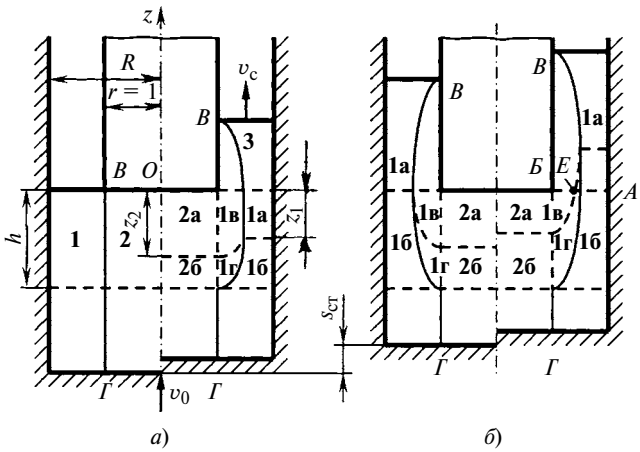


Рис. 13. Схемы начала образования зон с разным деформированным состоянием (*а*) и изменения этих зон по ходу выдавливания (*б*)

пользуем расположенное под кромкой торца пуансона волокно структуры или соответствующую вертикальную линию координатной сетки). По мере увеличения рабочего хода металл жесткой области начинает поступать в очаг пластической деформации, вытесняя постепенно металл, первоначально расположенный в очаге. В результате частицы, расположенные вначале на нижней границе очага пластической деформации, сместятся вверх (см. рис. 13, *а*, справа от оси симметрии), вследствие чего образуются зоны **1б** и **2б**, в которых поле деформаций стационарно, так как все расположенные в них частицы прошли через нижнюю границу очага, т. е. на каждой траектории движения они имеют одинаковые начальные координаты, в частности координату $z_0 = -h$ (где h — высота очага пластической деформации). Так как в область **1** поступают частицы не только из жесткой области, но и из области **2**, то это обусловливает большее перемещение частиц, первоначально расположенных на ее исходной нижней границе, определяемое текущей координатой z_1, по сравнению с соответствующими частицами области **2**, текущее положение которых определяется координатой z_2.

В зонах **1а** и **2а** находятся частицы, имеющие разные начальные координаты и траектории движения, поэтому поле деформаций в этих зонах нестационарно. Частицы из нестационарной зоны **2а** перемещаются в соответствующую зону **1в** нестационарных деформаций.

Аналогично частицы из стационарной зоны **2б** перемещаются не только вверх, но и в соответствующую зону **1г** стационарных деформаций.

Таким образом, в самом общем случае при свободном выдавливании образуется шесть зон с разным деформированным состоянием. Примерное искажение волокна *ВГ*, разграничивающего деформированные зоны области **1**, показано на рис. 13, *а*

справа от оси симметрии (подробное определение геометрических параметров этого волокна было рассмотрено в работе [18]).

При определенном рабочем ходе $s_{ст}$ (рис. 13, *б*, слева от оси симметрии) зона **1а** будет полностью вытеснена в образующуюся стенку стакана, после чего поле деформаций вблизи поверхности матрицы (зона **1б**) полностью станет стационарным, так как все расположенные здесь частицы будут проходить до выхода в стенку стакана один и тот же путь, начальная координата которого $z_0 = -h$.

Однако каким бы большим ни был рабочий ход, зона **2а** хотя и будет уменьшаться (см. рис. 13, *б*, справа от оси симметрии), но никогда полностью не исчезнет [ее исчезновение означало бы осадку до нулевой толщины материала, первоначально расположенного в области **2** (см. рис. 13, *а*, слева от оси симметрии), что принципиально невозможно] и, соответственно, не исчезнет и зона **1в**. Это предопределяет нестационарность поля деформаций вблизи торца пуансона. Граница между зонами **1в** и **1г** определяет линию наибольших накопленных деформаций. Это связано с тем, что эту границу образуют частицы, поступающие с границы между зонами **2а** и **2б**, имеющей наибольшую накопленную деформацию в области **2**. Следовательно, точка *Е* пересечения этой линии с горизонтальной границей *АБ* (см. рис. 13, *б*, справа от оси симметрии) является точкой с наибольшей накопленной деформацией в образующейся стенке стакана. Очевидно, что в процессе выдавливания точка *Е* будет постепенно приближаться к кромке торца пуансона, т. е. к точке *Б*.

Изложенное выше демонстрирует порядок предварительного анализа деформированного состояния заготовки при выдавливании цилиндрического стакана. Соответствующее математическое определение деформированного состояния во всех перечисленных зонах путем решения всех определяющих уравнений в частных производных представлено в статьях [19, 20], а наиболее полное математическое исследование — в монографии [4, с. 129—175]. Аналогичные исследования шести разных зон деформированного состояния, возникающих при прессовании прутковых или трубных заготовок, представлены в монографии [4, с. 467—482, 513—530], а рекомендации для технологов, вытекающие из этих исследований, — в работах [21—23].

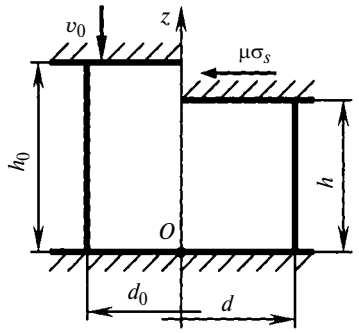


Рис. 14. Расчетная схема осадки

Перейдем к рассмотрению двух более простых конкретных примеров математического анализа деформированного состояния заготовки.

Сначала определим деформированное состояние цилиндрической заготовки при осадке с трением по торцам (рис. 14), приняв для упрощения, что накопленная деформация $e_i = f(t)$. Тогда уравнение (1)*1 примет вид:

$$\xi_i = \frac{\partial e_i}{\partial t}. \qquad (24)$$

Уравнение (24) с учетом выражения (47) из работы [24] и того, что при $\xi_\rho = \xi_\theta$ [24] коэффициент Лоде $\beta = 1$, позволяет найти накопленную деформацию:

$$e_i = \int|\xi_z|\partial t + C_1 = \int\left|\frac{\partial v_z}{\partial z}\right|\partial t + C_1 = -\int\frac{\partial v_z}{\frac{\partial z}{\partial t}} + C_1 =$$

$$= -\int\frac{\partial v_z}{v_z} + C_1 = -\ln|v_z| + C_1. \qquad (25)$$

Произвольную постоянную C_1 определяем из начального условия

$$e_i = 0 \text{ при } z = z_0, \qquad (26)$$

где z_0 — начальная координата рассматриваемой материальной точки.

Связь между текущей и начальной координатами находим с помощью уравнения

$$dz = v_z dt, \qquad (27)$$

которое решаем с учетом того, что

$$h = h_0 - v_0 t. \qquad (28)$$

Возникающую при решении произвольную постоянную C_2 находим из начального условия

$$z = z_0 \text{ при } t = 0. \qquad (29)$$

Процесс осадки можно представить в виде сближения верхней и нижней поверхностей инструмента с одинаковой скоростью $v_0/2$ (рис. 15, *а*). Для получения конкретных расчетных выражений будем рассматривать ввиду симметрии только нижнюю половину осаживаемой заготовки (рис. 15, *б*). Для использования наиболее простых функций скоростей течения будем считать нижнюю поверхность инструмента ($z = 0$) неподвижной; в этом случае с учетом рис. 15, *а* очевидно, что срединная

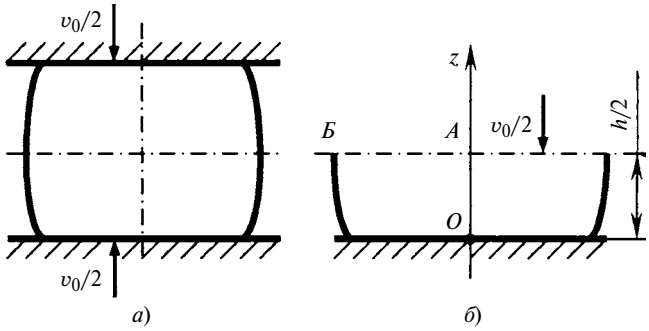


Рис. 15. Симметрия осадки (*а*) и схема для определения накопленной деформации (*б*)

плоскость приближается к нижней поверхности со скоростью $v_0/2$.

В соответствии с выражениями (48) и (52) из работы [24] кинематически возможные скорости течения можно задать формулами:

$$\begin{cases} v_z = -v_0\left(\dfrac{az}{h} + \dfrac{2bz^2}{h^2}\right), \\ v_\rho = v_0\left(\dfrac{a}{h} + \dfrac{4bz}{h^2}\right)\dfrac{\rho}{2}, \end{cases} \tag{30}$$

в которых коэффициенты a и b связаны соотношением

$$a + b = 1. \tag{31}$$

В этом случае автоматически удовлетворяются имеющиеся граничные условия:

$$v_z = 0 \text{ при } z = 0;$$

$$v_z = -v_0/2 \text{ при } z = h/2.$$

С помощью выражений (30) и (31) рассмотрим возможные варианты деформации при осадке заготовок умеренной высоты ($h_0/d_0 \leqslant 2$), для которых характерно одинарное бочкообразование.

1. *Свободное течение материала* ($\mu = 0$): заготовка сохраняет цилиндрическую форму, т. е. v_ρ не зависит от ρ, и следовательно, $a = 1$, $b = 0$:

$$\begin{cases} v_z = -v_0\dfrac{z}{h}; \\ v_\rho = v_0\dfrac{\rho}{2h}. \end{cases} \tag{32}$$

В этом случае из выражения (25) получаем:

$$e_i = -\ln\left(v_0\frac{z}{h}\right) + C_1. \tag{33}$$

Из условия (26) имеем:

$$C_1 = \ln\left(v_0\frac{z_0}{h}\right). \tag{34}$$

Подставив выражение (34) в формулу (33), получим:

$$e_i = \ln\frac{z_0}{z}. \tag{35}$$

Подставив первое выражение системы (30) в равенство (27), с учетом формулы (28) получим уравнение

$$\frac{\mathrm{d}z}{z} = \frac{-v_0\mathrm{d}t}{h_0 - v_0 t}, \tag{36}$$

решая которое, находим:

$$z = C_2(h_0 - v_0 t). \tag{37}$$

Используя условие (29), окончательно получаем связь между текущей и начальной координатами материальной частицы:

$$z = z_0\frac{h_0 - v_0 t}{h_0} = z_0\frac{h}{h_0}. \tag{38}$$

Подставив соотношение (38) в выражение (35), получим окончательную формулу для определения накопленных деформаций при осадке со свободным течением металла:

$$e_i = \ln\frac{h_0}{h}. \tag{39}$$

Очевидно, что в этом случае накопленные деформации в характерных точках A и O (см. рис. 15, *б*) равны и определяются выражением (39).

2. *Прилипание материала* ($\mu = 0{,}5$): заготовка получает в процессе деформации наибольшую бочкообразность, а вблизи поверхности контакта заготовки и инструмента образуется застойная зона, т. е. на этой поверхности $v_\rho = 0$, и следовательно, $a = 0$, $b = 1$:

$$\begin{cases} v_z = -2v_0\dfrac{z^2}{h^2}; \\ v_\rho = 2v_0\dfrac{z\rho}{h^2}. \end{cases} \tag{40}$$

В этом случае из выражения (25) получаем:

$$e_i = -\ln\left(2v_0\frac{z^2}{h^2}\right) + C_1. \tag{41}$$

Из условия (26) имеем:

$$C_1 = \ln\left(2v_0\frac{z_0^2}{h^2}\right). \tag{42}$$

Подставив выражение (42) в формулу (41), получим:

$$e_i = 2\ln\frac{z_0}{z}. \qquad (43)$$

Подставив первое выражение системы (40) в равенство (27), с учетом формулы (28) получим уравнение

$$\frac{\mathrm{d}z}{z^2} = \frac{-2v_0\mathrm{d}t}{(h_0 - v_0 t)^2}, \qquad (44)$$

решая которое, получаем:

$$z = \frac{1}{\dfrac{2}{h_0 - v_0 t} + C_2}. \qquad (45)$$

Используя равенство (29), окончательно получим связь между текущей и начальной координатами материальной частицы:

$$z = \frac{z_0 h_0 h}{2(h_0 - h)z_0 + h_0 h}. \qquad (46)$$

Подставив уравнение (46) в выражение (43), получим окончательную формулу для определения накопленных деформаций при осадке с прилипанием:

$$e_i = 2\ln\left(2z_0\frac{h_0 - h}{h_0 h} + 1\right). \qquad (47)$$

В этом случае накопленная деформация в точке A (см. рис. 15, *б*), начальная координата которой $z_0 = h_0/2$, имеет вид:

$$e_{iA} = 2\ln\frac{h_0}{h}. \qquad (48)$$

А в точке O, начальная координата которой $z_0 = 0$ накопленная деформация,

$$e_{iO} = 0. \qquad (49)$$

3. *Затрудненное течение материала* ($\mu = 0{,}25$): заготовка получает в процессе деформации среднюю бочкообразность, так как радиальная скорость v_ρ на поверхностях контакта с инструментом меньше, чем в срединной плоскости. Это промежуточный случай между вариантами 1 и 2, и следовательно, можно принять $a = 0{,}5$, $b = 0{,}5$. Дальнейшее определение деформированного состояния в этом случае осуществляется аналогично рассмотренным выше. Но так как функция v_z достаточно сложна [см. первое выражение системы (30)], то для определения зависимости между текущей и начальной координатами $z = f(z_0)$ приходится решать дифференциальное уравнение Бернулли, что довольно трудоемко. Общие выражения для текущей координаты и накопленной деформации получаются аналогичными выведенным автором для случая затрудненного течения материала при выдавливании стаканов [4, с. 161, формулы (4.131), (4.132)]. Поэтому здесь приведем без вывода окончательные результаты в конкретных точках:

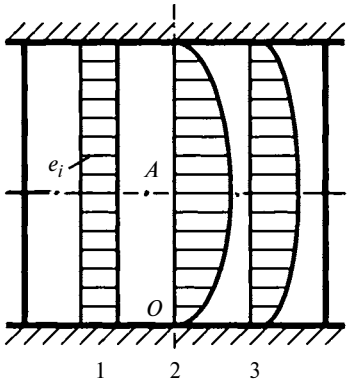


Рис. 16. Варианты 1—3 распределения накопленных деформаций по высоте осаживаемой заготовки

$$e_{iA} = 1{,}5\ln\frac{h_0}{h}; \qquad (50)$$

$$e_{iO} = 0{,}5\ln\frac{h_0}{h}. \qquad (51)$$

Соответствующие рассмотренным случаям эпюры распределения накопленных деформаций по высоте осаживаемой заготовки показаны на рис. 16. С достаточной для практики точностью можно считать, что средняя накопленная деформация в объеме заготовки определяется выражением

$$e_i = \frac{e_{iA} + e_{iO}}{2} = \ln\frac{h_0}{h}, \qquad (52)$$

т. е. будет одинаковой во всех трех случаях.

Если справочная кривая упрочнения построена не для логарифмических, а для относительных деформаций, то последние можно определить по формуле:

$$\mathrm{e} = 1 - \mathrm{e}^{-\mathrm{e}_i}, \qquad (53)$$

где e — основание натурального логарифма.

Из формул (48) и (50) видно, что вследствие неравномерности деформации местная накопленная деформация может в 1,5—2 раза превысить среднюю величину накопленной деформации, определяемую по формуле (52). Этот теоретический результат полностью совпадает с экспериментальными данными, приведенными в работе [25, с. 253].

Из рис. 16 видно, что неравномерность деформации значительно зависит от условий трения на контактных поверхностях инструмента и заготов-

ки. С уменьшением коэффициента трения неравномерность распределения накопленных деформаций также уменьшается. Сопоставительный анализ формул (39), (48) и (50) с учетом соответствующих коэффициентов μ трения показал, что их можно обобщить:

$$e_{iA} = (1 + 2\mu)\ln\frac{h_0}{h} = (1 + 2\mu)e_i. \qquad (54)$$

Согласно полученным формулам деформированного состояния накопленная деформация в процессе осадки непрерывно возрастает. При определенном рабочем ходе пуансона исчерпывается ресурс пластичности осаживаемого материала, что приводит к появлению трещин в изделии.

При осадке наиболее опасной является точка *Б*, расположенная посередине боковой поверхности заготовки (см. рис. 15), т. е. в месте наибольшей выпуклости, поскольку накопленные деформации и алгебраическая величина гидростатического давления здесь достаточно велики. В рассмотренной упрощенной постановке, при которой деформации зависят от координаты z, но не зависят от координаты ρ, имеем:

$$e_{iБ} = e_{iA}. \qquad (55)$$

Формула (54) с учетом равенства (55) была использована в работе [26] для прогнозирования разрушения и показала высокую практическую точность.

Следует указать, что в процессе осадки может происходить качественное изменение характера деформированного состояния. Например, в начале осадки заготовки умеренной высоты на сухих шероховатых плитах почти вся контактная поверхность представляет собой зону прилипания [27]. Однако по мере уменьшения высоты на значительной части контактной поверхности начинает развиваться скольжение, которое постепенно охватывает большую часть контактной поверхности. Когда заготовка становится достаточно низкой, ее бочкообразность практически исчезает [28]. Таким образом, вначале деформированное состояние соответствует рассмотренному выше прилипанию, в середине процесса — затрудненному течению, а в конце — свободному течению. В принципе при такой последовательности для расчета накопленных деформаций следует сначала использовать формулы (48), (49), а при некотором $h = h_1$ перейти на расчет по формулам (50), (51), принимая $h_0 = h_1$ и складывая получаемые значения со значениями, найденными по формулам (48), (49) при $h = h_1$, затем при $h = h_2$ перейти на аналогичный расчет по формуле (39). Это вызывает определенные трудности, так как точные значения переходных высот h_1 и h_2 неизвестны.

Поэтому для проверки формул (50), (51) с учетом формулы (53) использованы экспериментальные данные о распределении накопленных деформаций при осадке с небольшим ходом низкой заготовки с $h_0/d_0 = 0{,}5$, в которой с самого начала деформирования наблюдалось затрудненное течение металла [25, с. 167, рис. 70, *б*]: при $h/h_0 = 0{,}84$ имеем $e_{iO} = 0{,}087$, $e_O = 0{,}08$, $e_{Oэ} = 0{,}09$, $\delta = 7{,}8$ % и $e_{iA} = 0{,}262$, $e_A = 0{,}23$, $e_{Aэ} = 0{,}22$, $\delta = 4{,}3$ % (где δ — расхождение с теоретическим значением).

Так как для практических расчетов, связанных с прогнозированием разрушения, важна только накопленная деформация e_{iA}, то тщательную проверку проводили лишь для этой деформации, которую независимо от изменения деформированного состояния при осадке вычисляли по формуле (48), дающей наибольшее значение, т. е. оценку с запасом (табл. 1). Для экспериментальных данных первая строка таблицы, осадка с прилипанием, авторы работы [27] привели сопоставление с теоретическим распределением деформаций, полученным с помощью трех громоздких уравнений, основанных на теории малых деформаций (окончательная формула, подобная нашей формуле (47), в работе [27] не получена). Сравнение показало значительную погрешность результатов теоретического расчета по зависимостям работы [27]: $e_O = 0{,}22$; $e_{Oэ} = 0$; $\delta = 100$ % (по формуле (49) имеем $e_O = 0$, т. е. $\delta = 0$); $e_A = 0{,}60$; $e_{Aэ} = 0{,}73$; $\delta = 22$ % (по формулам (48), (53) имеем $e_A = 0{,}75$, т. е. $\delta = 2{,}7$ %).

При проверке полученных формул для определения силы осадки с упрочнением использовали результаты экспериментов А. М. Дмитриева по хо-

Таблица 1

Расхождение δ расчетных (e_A) и экспериментальных ($e_{Aэ}$) значений максимальной накопленной деформации при осадке

h_0/d_0	h/h_0	e_{iA}	e_A	$e_{Aэ}$	δ, %	Источник экспериментальных данных
2,0	0,50	1,386	0,75	0,73	2,7	[27, с. 200, рис. 74]
1,0	0,70	0,713	0,51	0,52	2,0	[27, с. 190, рис. 66, *а*]
1,7	0,65	0,862	0,58	0,60	3,9	[25, с. 167, рис. 70, *а*]
	0,56	1,160	0,69	0,72	4,9	
	0,48	1,468	0,77	0,80	4,0	
	0,39	1,883	0,85	0,87	2,6	
	0,28	2,546	0,92	0,90	2,3	
	0,20	3,219	0,96	0,93	3,1	
0,5	0,69	0,742	0,52	0,50	4,6	[25, с. 167, рис. 70, *б*]
	0,63	0,924	0,60	0,60	0,0	
	0,56	1,160	0,69	0,70	2,0	
	0,44	1,642	0,81	0,79	2,0	
	0,38	1,935	0,86	0,83	3,0	

лодной осадке обезжиренных цилиндрических заготовок из алюминиевого сплава АДО [29, с. 41]. Кривая упрочнения данного сплава получена испытанием на сжатие образцов с выточками по торцам, заполненными смазочным материалом, ее аппроксимация:

$$\sigma_s = 140 + 90e^{-e_i} - 155e^{-2e_i}, \text{ МПа}.$$

Для расчетов использовали формулы (73)—(76) из статьи [24] и формулы (52), (53) данной статьи. Сравнение расчетных и экспериментальных результатов представлено в табл. 2.

Для большей объективности проведено сопоставление расчетных данных с результатами других экспериментов (табл. 3—5), которые, включая коэффициенты трения, взяты из книги [17, с. 165—168].

Таблица 2

Расхождение δ расчетных (*P*) и экспериментальных ($P_э$) значений силы холодной осадки цилиндрической заготовки из алюминиевого сплава АД0 (μ = 0,3)

d_0	h_0	h	d	S, мм^2	e_i	σ_s, МПа	q	P	$P_э$	δ, %
мм								кН		
20	20	16,90	21,76	371,8	0,168	105	1,097	42,8	40	6,6
20	20	13,95	23,95	450,4	0,360	127	1,129	64,6	63	2,5
20	20	11,50	26,38	546,4	0,553	141	1,172	90,3	90	0,3
20	20	5,00	40,00	1256,6	1,386	153	1,600	307,6	300	2,5

Таблица 3

Расхождение δ расчетных (*P*) и экспериментальных ($P_э$) значений силы холодной осадки цилиндрической заготовки из стали 10 (μ = 0,3)

d_0	h_0	h	d	S, мм^2	e_i	e	σ_s, МПа	q	P	$P_э$	δ, %
мм									кН		
10,04	10,05	3,70	16,55	215,0	0,999	0,632	650	1,335	187	190	1,6
9,97	6,83	3,23	14,49	165,0	0,749	0,527	610	1,337	134	127	5,2
9,96	7,80	3,39	15,11	179,4	0,833	0,565	620	1,334	148	142	4,1

Таблица 4

Расхождение δ расчетных (*P*) и экспериментальных ($P_э$) значений силы холодной осадки цилиндрической заготовки из латуни Л62 (μ = 0,15)

d_0	h_0	h	d	S, мм^2	e_i	σ_s, МПа	q	P	$P_э$	δ, %
мм								кН		
10,03	17,07	5,57	17,56	242,11	1,120	711	1,118	193	198	2,6
10,06	17,03	5,69	17,40	237,7	1,096	710	1,115	188	198	5,3
10,00	20,10	6,43	17,68	245,4	1,140	712	1,103	193	198	2,6
9,94	19,05	5,43	18,62	272,4	1,256	717	1,129	221	238	7,7
9,95	18,97	5,33	18,77	276,7	1,270	718	1,132	225	237	5,3
9,90	20,01	6,30	17,64	244,3	1,156	713	1,105	193	197	2,1

Таблица 5

Расхождение δ расчетных (*P*) и экспериментальных ($P_э$) значений силы холодной осадки цилиндрической заготовки из стали 35Х (μ = 0,15)

d_0	h_0	h	d	S, мм^2	e_i	e	σ_s, МПа	q	P	$P_э$	δ, %
мм									кН		
10,0	11,76	4,52	16,13	204,3	0,956	0,616	1050	1,134	243	236	2,9
9,93	10,79	4,52	15,34	184,8	0,870	0,581	1030	1,127	215	216	0,5
9,95	10,82	4,51	15,42	186,7	0,875	0,583	1030	1,128	217	216	0,5
9,95	9,85	4,43	14,83	172,8	0,799	0,550	1010	1,126	196	196	0,0
9,96	8,78	4,47	13,96	153,0	0,675	0,491	980	1,117	168	169	0,6
9,96	8,91	4,49	14,04	154,7	0,685	0,496	980	1,117	169	170	0,6

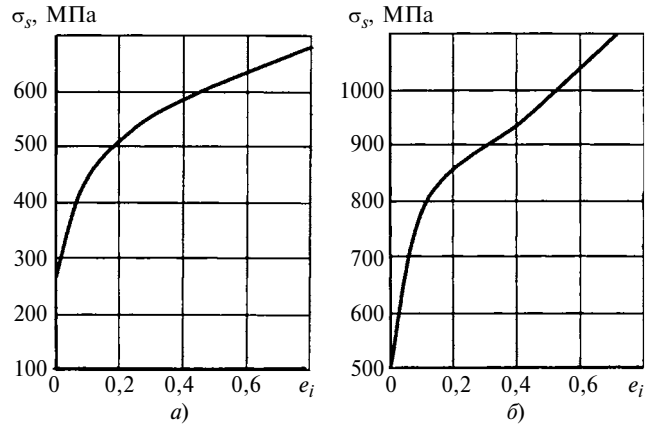


Рис. 17. Кривые упрочнения сталей 10 (*а*) и 35Х (*б*)

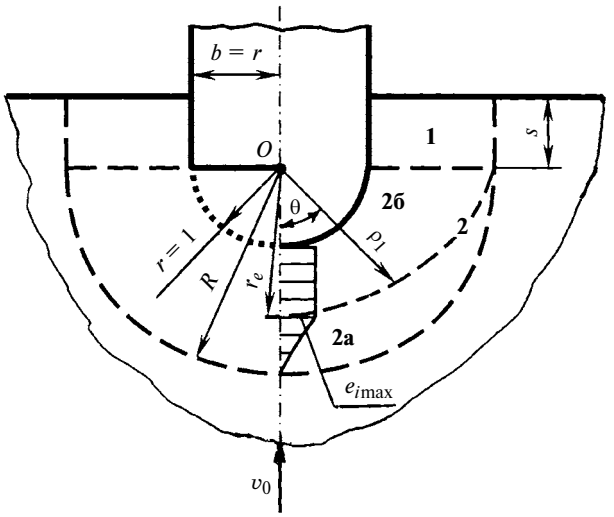


Рис. 18. Расчетная схема вдавливания пуансона в полупространство в условиях плоской деформации

Напряжения текучести в табл. 3 определяли по кривой упрочнения на рис. 17, *а* (соответствует рис. 5, *а*, поз. 1, из справочника [1, с. 123]), напряжения текучести в табл. 4 — из книги [17, с. 167, табл. 7], напряжения текучести в табл. 5 определяли по кривой упрочнения на рис. 17, *б* (соответствует рис. 46, *б*, поз. 3 [1, с. 68]).

Экспериментальная проверка показала высокую точность формул, полученных для осесимметричной осадки в работе [24] и данной статье.

Перейдем к исследованию деформированного состояния, имеющего место при вдавливании пуансона в полупространство в условиях плоской деформации. Напряженное состояние при таком вдавливании было подробно исследовано в статье [30], где использовались относительные величины геометрических параметров, отнесенные к радиусу r, равному половине ширины пуансона.

Расчетная схема процесса вдавливания, единая для пуансонов с плоским и круглым цилиндрическими торцами, представлена на рис. 18. Для упрощения, как и в работе [17, с. 243], примем что среднюю накопленную деформацию во всем очаге пластической деформации определяет средняя накопленная деформация на оси симметрии, т. е. при угле $\theta = 0$.

Для анализа деформированного состояния переносную систему координат, связанную с торцом пуансона, считаем условно неподвижной, полагая, что металл, расположенный под нижней границей очага пластической деформации, движется навстречу пуансону со скоростью v_0. В области **2**, состоящий из зон **2а** и **2б**, характеристика которых будет дана далее, скорости течения частиц металла задаем наиболее простыми зависимостями:

$$\begin{cases} v_\rho = -v_0 \dfrac{\rho - 1}{R - 1} \cos\theta; \\ v_\theta = v_0 \dfrac{2\rho - 1}{R - 1} \sin\theta, \end{cases} \tag{56}$$

удовлетворяющими выражениям (114) и (118) из работы [30] и граничным условиям: $v_\rho = -v_0 \cos\theta$ при $\rho = R$ и $v_\rho = 0$ при $\rho = 1$.

Подставив выражения (56) в формулы (107)—(109) из работы [30], найдем скорости деформаций:

$$\begin{cases} \xi_\rho = -\dfrac{v_0}{R - 1} \cos\theta; \\ \xi_\theta = \dfrac{v_0}{R - 1} \cos\theta; \\ \eta_{\rho\theta} = \dfrac{v_0}{R - 1} \sin\theta, \end{cases} \tag{57}$$

после чего по выражениям (105) из работы [30] определим интенсивность скоростей деформации:

$$\xi_i = \frac{v_0}{\sqrt{3}(R - 1)} \sqrt{4\cos^2\theta + \sin^2\theta} = \\ = \frac{2v_0}{\sqrt{3}(R - 1)} \cos\theta. \tag{58}$$

Равенство (58) написано с учетом того, что нас интересует накопленная деформация на оси симметрии, т. е. при $\theta = 0$.

В работе [30] теоретически показано, что деформированное состояние зависит преимущественно от координаты ρ, и намного меньше от координаты θ (на основе исследования экспериментально-аналитическим методом координатных сеток это же принято и в работе [17, с. 243]). Поэтому примем, что накопленная деформация e_i в явном виде

зависит только от ρ и по аналогии с уравнением (1)[1] получим:

$$v_\rho \frac{\partial e_i}{\partial \rho} = \xi_i. \qquad (59)$$

Подставив в формулу (59) выражения (56) и (58), получим уравнение

$$-v_0 \frac{\rho - 1}{E - 1} \cos\theta \frac{\partial e_i}{\partial \rho} = \frac{2v_0}{\sqrt{3}(R-1)} \cos\theta, \qquad (60)$$

решая которое, получаем:

$$e_i = -\frac{2}{\sqrt{3}} \ln(\rho - 1) + C_3. \qquad (61)$$

Из начального условия $e_i = 0$ при $\rho = \rho_0$ находим произвольную постоянную:

$$C_3 = \frac{2}{\sqrt{3}} \ln(\rho_0 - 1), \qquad (62)$$

с учетом которой формула (61) принимает вид:

$$e_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \ln \frac{\rho_0 - 1}{\rho - 1}. \qquad (63)$$

Далее необходимо найти связь между начальными и текущими координатами материальной точки, движущейся в процессе выдавливания. Для этого выражение $d\rho = v_\rho dt$ с учетом первой формулы системы уравнений (56) преобразуется в уравнение

$$d\rho = -v_0 \frac{\rho - 1}{R - 1} \cos\theta dt, \qquad (64)$$

сводящееся к виду:

$$\frac{d\rho}{\rho - 1} = -\frac{\cos\theta}{R - 1} v_0 dt. \qquad (65)$$

Сделав формальную замену $v_0 dt = ds$, где s — путь, равный рабочему ходу, после интегрирования равенства (65) получим:

$$\rho = 1 + C_4 e^{-\frac{s}{R-1}\cos\theta}. \qquad (66)$$

Из начального условия $\rho = \rho_0$ при $s = 0$ можно найти произвольную постоянную:

$$C_4 = \rho_0 - 1, \qquad (67)$$

с учетом чего зависимость между текущей ρ и начальной ρ_0 координатами материальной точки примет вид:

$$\rho = 1 + (\rho_0 - 1) e^{-\frac{s}{R-1}\cos\theta}. \qquad (68)$$

В области **2**, где сосредоточены пластические деформации, можно выделить две зоны с разным деформированным состоянием (см. рис. 18, справа от оси симметрии): зону **2а**, в которую постоянно вовлекаются свежие частицы металла, каждая из которых проходит через нижнюю границу радиуса R, и зону **2б**, в которой сосредоточены частицы, находившиеся в очаге пластической деформации в момент начала выдавливания. Уравнение границы между этими зонами можно найти, подставив $\rho_0 = R$ в выражение (68):

$$\rho_1 = 1 + (R - 1) e^{-\frac{s}{R-1}\cos\theta}. \qquad (69)$$

На оси симметрии, т. е. при $\theta = 0$, положение границы определяется радиусом

$$r_e = 1 + (R - 1) e^{-\frac{s}{R-1}}. \qquad (70)$$

Учитывая, что для любой частицы металла, расположенной в зоне **2а**, начальной координатой является координата $\rho_0 = R$, по формуле (63) находим выражение для определения накопленной деформации в этой зоне:

$$e_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \ln \frac{R - 1}{\rho - 1}. \qquad (71)$$

Накопленные деформации в зоне **2б** определяем, подставив в формулу (63) выражение (68):

$$e_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{s}{R - 1} \cos\theta. \qquad (72)$$

На оси симметрии из формулы (72) получаем:

$$e_{i1} = e_{i\max} = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{s}{R - 1}. \qquad (73)$$

Эпюра накопленных деформаций на оси симметрии показана на рис. 18. С достаточной точностью можно принять, что в зоне **2а** накопленная деформация, выражаемая зависимостью (71), изменяется линейно. Тогда средняя накопленная деформация на оси симметрии с учетом формул (70) и (73) составит:

$$e_i = \frac{e_{i1}(r_e - 1) + 0{,}5 e_{i1}(R - r_e)}{R - 1} =$$

$$= 0{,}577\left(1 + e^{-\frac{s}{R-1}}\right) \frac{s}{R - 1}. \qquad (74)$$

Напомним, что радиус R очага пластической деформации определяется формулой (168), полученной в работе [30]. С учетом этого по формуле (74) для любого рабочего хода s можно найти среднюю по очагу накопленную деформацию и, соответст-

венно, среднее по очагу деформации напряжение σ_s текучести, после чего по формуле (165) из работы [30] вычислить удельную силу вдавливания в упрочняющийся материал. В частности, для приведенного в работе [30, табл. 3] сравнения с экспериментальными данными при $R = 3{,}663$ и $s = 0{,}1$ по формуле (74) получена средняя накопленная деформация $e_i = 0{,}043$. В результате сравнения с опытными данными А. Д. Томлёнова была показана высокая точность расчета силы вдавливания в упрочняющийся материал.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Холодная** объемная штамповка: Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1973. 496 с.

2. **Громов Н. П.** Теория обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 1967. 340 с.

3. **Ковка** и штамповка: Справочник / Под ред. Е. И. Семенова. Т. 3. Холодная объемная штамповка / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1987. 384 с.

4. **Воронцов А. Л.** Теория штамповки выдавливанием. М.: Машиностроение, 2004. 721 с.

5. **Ренне И. П., Подливаев Ю. В.** Исследование технологических возможностей закрытой прошивки высокопрочных алюминиевых сплавов // Кузнечно-штамповочное производство. 1976. № 5. С. 7—9.

6. **Фельдман Г. Д.** Холодное выдавливание стальных деталей. М.: Машгиз, 1963. 188 с.

7. **Граздил Ф.** Научно-исследовательские работы в области холодной штамповки металлов выдавливанием // Современное состояние кузнечно-штамповочного производства. М.: Машгиз, 1961. С. 312—335.

8. **Кузнецов В. П., Ренне И. П., Рогожин В. Н.** Холодное выдавливание полых цилиндрических изделий из малоуглеродистой стали. Тула: Приокское книжное изд-во. 1976. 72 с.

9. **Могучий Л. Н.** Обработка давлением трудно деформируемых материалов. М.: Машиностроение, 1976. 272 с.

10. **Shcmitt G.** Die Ermittlung der Formanderungen beim Napf-Fliesspressen // Industries-Anzeiger. 1968, 90. N 55. S. 1241—1246.

11. **Овчинников А. Г.** Основы теории штамповки выдавливанием на прессах. М.: Машиностроение, 1983. 200 с.

12. **Кузнецов Д. П.** Напряженно-деформированное состояние при обратном выдавливании полых цилиндрических деталей // Вестник машиностроения. 1959. № 2. С. 40—44.

13. **Филимонов Ю. Ф., Позняк Л. А.** Штамповка прессованием. М.: Машиностроение, 1964. 188 с.

14. **Антонов Е. А., Пасюта А. В.** Влияние геометрии инструмента и степени деформации на удельные давления деформирования и характер течения металла при обратном способе выдавливания полых стаканов // Проектирование деталей и механизмов машин. Обработка давлением. 1970. № 1. С. 258—266.

15. **Дмитриев А. М., Воронцов А. Л.** Технология ковки и объемной штамповки. Часть 1. Объемная штамповка выдавливанием: Учеб. для вузов. М.: Высшая школа, 2002. 400 с.

16. **Дмитриев А. М., Воронцов А. Л.** Технология ковки и объемной штамповки. Часть 1. Объемная штамповка выдавливанием: Учеб. для вузов. 2-е изд. М.: Машиностроение, 2005. 500 с.

17. **Смирнов-Аляев Г. А.** Сопротивление материалов пластическому деформированию Л.: Машиностроение, 1978. 368 с.

18. **Воронцов А. Л.** Расчет изменения структуры металла пластической деформацией // Вестник машиностроения. 2005. № 5. С. 57—63.

19. **Воронцов А. Л.** Деформированное состояние заготовки в условиях нестационарного пластического течения // Тр. МВТУ № 335, посвященные 150-летию МВТУ им. Н. Э. Баумана. Машины и технология ОМД. 1980. С. 102—113.

20. **Воронцов А. Л.** Деформированное состояние заготовки при обратном выдавливании // Известия вузов. Машиностроение. 1982. № 3. С. 113—117.

21. **Дмитриев А. М., Воронцов А. Л.** Напряженно-деформированное состояние заготовки при выдавливании ступенчатых стержней // Производство проката. 2003. № 6. С. 2—13.

22. **Дмитриев А. М., Воронцов А. Л.** Определение технологических параметров выдавливания сплошных ступенчатых стержней // Производство проката. 2003. № 7. С. 25—36.

23. **Дмитриев А. М., Воронцов А. Л.** Определение технологических параметров выдавливания трубных изделий // Производство проката. 2003. № 8. С. 34—41.

24. **Воронцов А. Л.** Теоретическое обеспечение технологической механики. 7. Осесимметричная задача теории пластичности. Часть 2 // Вестник машиностроения. 2013. № 10. С. 64—73.

25. **Охрименко Я. М., Тюрин В. А.** Теория процессов ковки. М.: Высшая школа, 1977. 295 с.

26. **Воронцов А. Л.** Прогнозирование разрушения сплошной заготовки при высадке // Производство проката. 2007. № 9. С. 8—14.

27. **Теория** обработки металлов давлением / И. Я. Тарновский, А. А. Поздеев, О. А. Ганаго и др. М.: Металлургиздат, 1963. 672 с.

28. **Воронцов А. Л.** Изменение геометрии цилиндрической заготовки при осадке с контактным трением // Вестник машиностроения. 2009. № 7. С. 68—75.

29. **Головин В. А., Дмитриев А. М., Воронцов А. Л.** Технология ковки и объемной штамповки. Ч. 2. Малоотходная объемная штамповка: Учеб. для вузов. М.: Машиностроение, 2004. 434 с.

30. **Воронцов А. Л.** Теоретическое обеспечение технологической механики. 8. Плоская задача теории пластичности. Часть 3 // Вестник машиностроения. 2014. № 2. С.73—80.

УДК 621.91

А. Г. КИСЕЛЬ, Д. С. РЕЧЕНКО, канд. техн. наук (Омский ГТУ), e-mail: kisell988@mail.ru

Исследование коэффициентов теплоотдачи водных и масляных смазочно-охлаждающих жидкостей

Исследованы охлаждающие свойства и коэффициент теплоотдачи разных смазочно-охлаждающих жидкостей для обоснованного выбора марки при чистовой обработке.

Ключевые слова: смазочно-охлаждающая жидкость, охлаждающее свойство, коэффициент теплоотдачи.

The cooling properties and heat transfer coefficient of various coolants are investigated for substantiated selection of coolant type at finish processing.

Keywords: coolant, cooling property, heat transfer coefficient.

Использование при обработке детали смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ) способствует снижению температуры в зоне резания, что продлевает срок службы режущего инструмента и улучшает качество обработанной поверхности. Охлаждающее действие СОЖ обусловлено не только ее теплоемкостью и теплопроводностью, но и такими свойствами, как парообразование и смачиваемость металлических поверхностей. При высоких скоростях резания и температурах СОЖ может не входить в непосредственный контакт с поверхностью инструмента, поэтому между охлаждающими и теплофизическими свойствами СОЖ нет прямой зависимости [1, 2].

Данный охлаждающий эффект обусловлен изменением температурного поля технологической системы инструмент—заготовка—стружка [1, 2]. Эффективность охлаждающего воздействия СОЖ определяется ее свойствами, гидродинамикой обтекания и способностью технологической системы обеспечивать дополнительный отвод теплоты путем теплообмена на границах СОЖ, т. е. в значительной степени зависит от условий резания. Отвод теплоты из зоны резания осуществляется через режущий инструмент, заготовку и стружку. Наибольшее влияние на снижение температуры контактирующих поверхностей при резании оказывает конвективный теплообмен между СОЖ и поверхностями режущего инструмента.

Тепловой поток от обрабатываемой детали к СОЖ определяется формулой Ньютона [1] $q = \alpha(t_д - t_ж)$, где q — удельный тепловой поток, Вт/м^2; α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м$^2 \cdot$ °С); $t_д$ и $t_ж$ — температуры детали и жидкости.

Чем выше коэффициент теплоотдачи, тем лучше СОЖ отводит теплоту из технологической системы. Определить охлаждающую способность СОЖ можно разными методами, наиболее прогрессивными из них являются градиентные методы определения температурной зависимости коэффициента теплоотдачи. Метод заключается в определении температур в двух точках (на самой охлаждаемой поверхности и в непосредственной близости от нее) и последующем преобразовании градиента температур в тепловой поток в соответствии с законом Фурье [3]. Также используют расчет коэффициента теплоотдачи на основании экспериментально установленного распределения температур по радиусу цилиндрического датчика — метод температурного градиента Лишчича [4]. Применяют метод на основании сравнительных испытаний, при которых охлаждающие свойства оценивают таким показателем, как скорость охлаждения (величина, обратная времени остывания) нагретого металлического образца определенного объема в набегающем потоке исследуемой охлаждающей среды [5].

Коэффициент теплоотдачи характеризует не только охлаждающие свойства СОЖ. Данный показатель определяет стойкость режущего инструмента; температуру в зоне резания; его используют при расчете износа инструмента и прогнозировании характера разрушения режущих лезвий; учитывают при выборе материала инструмента и режима обработки [5].

Такие параметры режима обработки, как допустимая скорость резания, подача и теплостойкость инструмента определяют производительность процесса и в большой степени зависят от охлаждающей способности СОЖ. Поэтому при выборе СОЖ важны метод определения ее охлаждающей способности и критерии при оценке данного свойства.

Известно множество установок для оценки охлаждающего действия закалочных сред, в которых датчик теплового потока, присоединенный к изме-

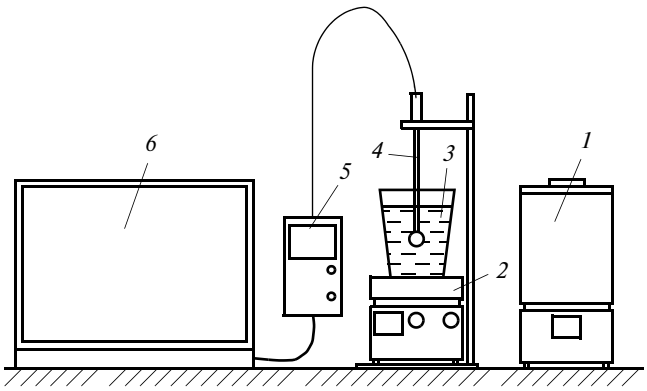


Рис. 1. Схема стенда для определения температуры:
1 — печь сопротивления; *2* — магнитная мешалка ММ-5; *3* — емкость для СОЖ; *4* — датчик температуры ТХА-720; *5* — термометр ТЦ-3; *6* — ПК

рительному прибору и вычислительному устройству, перемещается относительно нагревателя и емкости с закалочной средой [6]. Однако точность определения охлаждающей способности СОЖ в данных установках не достаточно высока, так как не обеспечиваются постоянное перемешивание жидкой среды в емкости и фиксация датчика теплового потока в нагревателе на определенной высоте.

При исследовании охлаждающих способностей различных СОЖ использовали установку "Компатон", предназначенную для определения охлаждающей способности закалочных сред, применяемых при обработке металлов и сплавов. Так как при резании СОЖ омывает резец и заготовку, для имитации течения жидкости использовали перемешивающее устройство (рис. 1). Кроме того, при оп-

Результаты исследований охлаждающей способности СОЖ

СОЖ	Максимальная скорость охлаждения, °С/с	Температура, обеспечивающая максимальную скорость охлаждения, °С	Скорость охлаждения, приводящая к закипанию, °С/с	Температура закипания, °С	Охлаждающая способность в баллах	α, Вт/(м^2 · К)
Смальта-3	19,77	555,0	9,94	374,3	70	1293
Смальта-3*ЕР	21,73	594,0	15,81	520,3	89	1357
Смальта ЕР	19,96	599,5	16,28	566,5	72	1314
Биосил М	21,66	612,8	7,84	316,7	88	1343
Addinol WH430	22,00	594,5	9,91	368,1	92	1366
Blasocut 2000	20,47	606,1	13,80	502,1	77	1241
Blasocut 4000	20,70	575,8	14,74	506,9	79	1311
Emulcut 100	22,33	578,1	11,70	405,8	95	1407
Росойл-500	19,07	555,4	14,34	489,1	63	1334
Укринол-1М	22,60	590,4	9,10	338,3	98	1409
Аквол-6	20,24	562,0	8,67	325,0	74	1371
MobiCut 140	21,35	596,2	15,77	522,8	85	1349
1,5 % ВРКС	22,85	568,5	12,87	425,3	100	1452
Смальта-11	22,48	594,6	13,45	447,3	96	1407
Биосил С	22,05	591,5	17,06	557,4	92	1396
Экол-3	22,35	604,1	8,51	326,4	95	1389
Isogrind-130ЕР	20,38	561,7	12,96	462,3	76	1309
Акремон-Д-1	22,23	567,1	8,63	324,6	94	1425
Конкрепол-ВЦ	18,46	591,4	11,45	435,7	57	1219
ЖП	17,26	557,9	9,51	389,1	45	1177
РЖ8У	17,42	591,9	13,06	531,6	47	1100
ПС-28	12,70	600,8	8,09	443,0	0	842
И-40А	13,38	627,9	6,86	395,6	7	802
И-20А	13,82	623,4	11,20	601,0	11	906
И-12А	14,37	606,0	8,35	412,9	16	951
И-5А	15,61	592,7	8,82	415,1	29	970
Льняное масло	15,92	616,8	7,66	372,4	32	956
ГК	16,22	589,4	12,14	533,5	35	1035
МР-1У	16,39	607,2	12,09	551,3	36	979
МР-3	16,43	606,9	12,68	581,6	37	992
МР-7	16,45	911,8	8,39	406,7	37	983
МБХ-5	16,55	603,4	12,35	546,4	38	1007
Полигликоль	16,45	521,1	8,81	363,7	37	1181
Эфир Т	17,49	594,9	13,68	567,5	47	1094

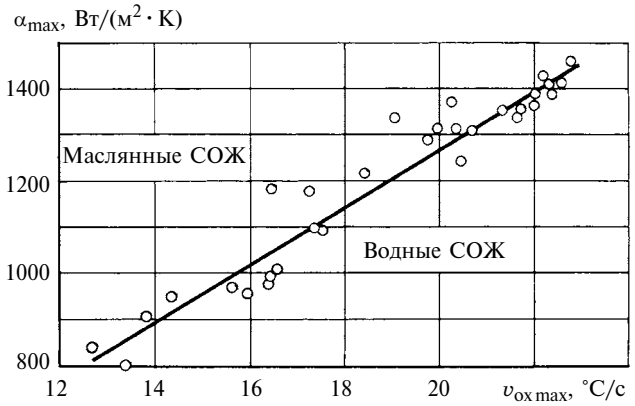


Рис. 3. Зависимость максимального коэффициента теплоотдачи от максимальной скорости охлаждения СОЖ

ределении охлаждающей способности СОЖ вокруг датчика температуры, нагретого до температуры зоны резания, образовывалась воздушная подушка. Перемешивающее устройство позволило устранить этот недостаток.

Применяли следующую методику испытаний. СОЖ заливали в емкость *3* (см. рис. 1) и постоянно перемешивали с помощью магнитной мешалки *2*. Датчик температуры *4* нагревали до температуры 710 °С в печи сопротивления *1* и погружали в емкость *3*; температуру датчика *4* измеряли цифровым термометром *5* и результат заносили в компьютер *6*, используя программу TC-Soft, и строили зависимости изменения температуры и скорости охлаждения. Результаты представлены в таблице.

Далее рассчитывали коэффициент теплоотдачи в текущем времени для исследуемых СОЖ по формуле [7]

$$\alpha = c\rho\delta v_{ox}/(t - t_c),$$

где α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2 · °С); c — удельная теплоемкость охлаждаемого металла, Дж/(кг · °С); ρ — плотность стали, кг/м^3; δ — расстояние от поверхности термозонда до горячего спая термопары (в данном случае толщина пластины термозонда); v_{ox} — скорость охлаждения в данный момент времени, °С/с; t и t_c — температуры металла и охлаждающей среды (в данном случае воды).

По полученным данным строили зависимости изменения коэффициента теплоотдачи от температуры (рис. 2, см. обложку) и определяли максимальный коэффициент теплоотдачи разных СОЖ (см. таблицу).

На рис. 3 представлена зависимость максимального коэффициента теплоотдачи от максимальной скорости охлаждения. Используя полученные зависимости, по максимальной скорости охлаждения СОЖ можно определить его коэффициент теплоотдачи с точностью ±3 %. На рис. 3 по коэффициенту теплоотдачи СОЖ разделены на масляные и водные. Лучшими охлаждающими свойствами обладают водные СОЖ, поэтому их следует применять при чистовой обработке.

Экспериментально установлено, что из всех испытанных СОЖ лучшими охлаждающими свойствами обладают Акремон-Д-1, 1,5 %-й водный раствор кальцинированной соды (ВРКС), Укринол-1М и Emulcut 100.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Энгелис С. Г., Берлинер Э. М.** Смазочно-охлаждающие технологические средства для обработки металлов резанием: справочник. М.: Машиностроение, 1995. 496 с.
2. **Худобин Л. В., Бабичев А. П., Булыжев Е. М.** Смазочно-охлаждающие технологические средства и их применение при обработке резанием: Справочник. М.: Машиностроение, 2006. 544 с.
3. **Васин С. А., Верещака А. С., Кушнер В. С.** Резание материалов. Термомеханический подход к системе взаимосвязи при резании: учеб. для техн. вузов. М.: МГТУ им. Баумана, 2001. 447 с.
4. **Ксенофонтов А. Г., Шевченко С. Ю.** О критериях оценки охлаждающей способности закалочных сред // Металловедение и термическая обработка металлов. 1998. № 10. С. 18—21.
5. **Чередниченко Г. И., Фройштетер Г. Б., Ступак П. М.** Физико-химические и теплофизические свойства смазочных материалов. М.: Химия, 1986. 224 с.
6. **Пат. 2254568 Рос. Федерации:** МПК^3 G 01 N 25/18, C 21 D 1/56. Устройство для определения охлаждающей способности закалочной среды.
7. **Майсурадзе М. В., Юдин Ю. В.** Проектирование водокапельных закалочных устройств. Екатеринбург: Изд-во УРФУ им. Б. Н. Ельцина, 2012. 47 с.

УДК 621.778.1.073:669.018.25:666.3

В. В. КУЗИН, С. Н. ГРИГОРЬЕВ, доктора технических наук, В. Н. ЕРМОЛИН (МГТУ "Станкин"),
e-mail: kyzena@post.ru

Влияние эксплуатационных нагрузок на локальные напряжения в волоке из оксида циркония

Разработана методика определения локальных напряжений в структурно-неоднородных материалах, исследовано напряженно-деформированное состояние поверхностного слоя канала керамической волоки под действием эксплуатационных нагрузок.

Ключевые слова: волока, керамика, твердый сплав, структурный элемент, оксид циркония, поверхностный слой, напряжения, коэффициент неоднородности напряжений.

The method of definition of local stresses in structural discontinuous materials is developed; the stress-strain state of the surface layer of ceramic drawing die channel under operational loads is investigated.

Keywords: drawing die, ceramics, hard alloy, structural element, zirconium oxide, surface layer, stresses, stress discontinuity coefficient.

Изнашивание волок из твердого сплава и керамики зависит от напряженно-деформированного состояния (НДС) поверхностного слоя рабочего канала [1—3]. Для волок из структурно-неоднородных материалов особенно опасны локальные напряжения, которые возникают в поверхностных слоях контактирующих структурных элементов спеченного материала под действием эксплуатационных нагрузок [4]. Негативным следствием высоких локальных напряжений является зарождение и накопление структурных дефектов, которые приводят к разрушению поверхностного слоя инструмента [5]. Поэтому локальные напряжения необходимо учитывать в прочностном расчете для обеспечения надежной эксплуатации инструмента [6, 7].

Установление законов формирования в структурных элементах неоднородных материалов локальных напряжений, обусловленных разными факторами, — весьма трудная задача, решение которой требует учета взаимного влияния структурных элементов неоднородного материала и границ между ними. Для этого применяют основные положения микромеханики деформирования твердого тела [8, 9]. Этим требованиям отвечают микроструктурные модели, учитывающие структуры твердого сплава и керамики, условия контакта элементов и их свойства [10, 11]. Для эффективного использования данных моделей при решении практических задач необходима методика выявления локальных напряжений.

Поэтому было принято решение — разработать такую методику для структурно-неоднородных материалов и апробировать ее при исследовании НДС поверхностного слоя рабочего канала керамической волоки под действием эксплуатационных нагрузок, ориентируясь на микроструктурную модель, приведенную в работе [11], которая была создана выделением элементарного фрагмента поверхностного слоя рабочего канала волоки.

На основе микроструктурной модели волоки сформировали расчетную схему (рис. 1), которая представляет собой конструкцию размерами 38 × 18 × 4 мкм в координатах x и y, состоящую из трех одинаковых зерен Z_1, Z_2 и Z_3 эллипсной формы с полуосями a = 5 мкм и b = 4 мкм. Зерна Z_1, Z_2 и Z_3 из оксида циркония ZrO_2 (плотность ρ = 5,68 г/см^3; модуль упругости E = 180 ГПа; коэффициент Пуассона μ = 0,2) заделаны в матрицу из ZrO_2 через межзеренную фазу (МФ) из оксида магния MgO (ρ = 3,4 г/см^3; E = 315 ГПа; μ = 0,18) толщиной δ_f = 1 мкм. На внешней стороне зерен, МФ и матрицы расположен слой меди Cu (ρ = 8,9 г/см^3; E = 110 ГПа; μ = 0,37) толщиной Δ_1 = 2 мкм.

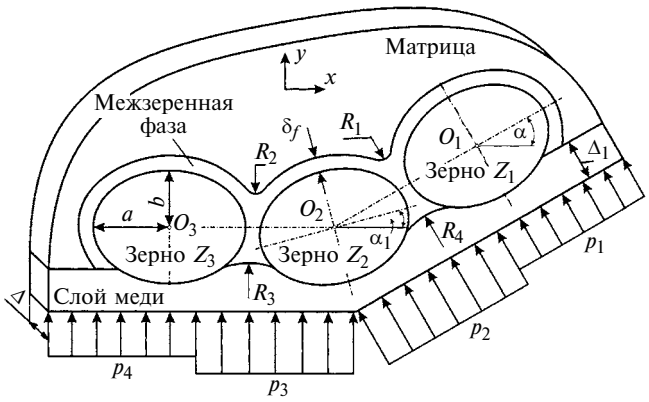


Рис. 1. Расчетная схема

Большая ось зерна Z_1 совпадает с осью x, а большие оси зерен Z_2 и Z_3 расположены соответственно под углами 15 и 30° к оси x. Центры зерен Z_3 и Z_2 расположены на оси x, а центр зерна Z_1 — на линии, пересекающей ось x под углом 30°. Расстояние между центрами соседних зерен составляет 11 мкм. Переходы МФ на границах зерен представляют собой радиусы сопряжений $R_1 = R_2 = 1$ мкм и $R_3 = R_4 = 4$ мкм. Данную конструкцию будем называть системой ZrO_2—MgO—ZrO_2—Cu.

Схему нагружения данной конструкции разработали с учетом рекомендаций работы [12]. К свободной поверхности слоя меди (по всей его длине) приложены распределенные силы (p_1 и p_2) и тепловые потоки (Q_1 и Q_2), различные сочетания которых составляют различные комплексы эксплуатационных нагрузок (КЭН) (таблица), которые последовательно использовали в численных экспериментах.

Математическое моделирование выполняли в модуле Simulation программного комплекса SolidWorks. Результаты получали в виде полей напряжений и численных значений напряжений в конечных элементах. Для оценки локальных напряжений и анализа результатов численных экспериментов использовали метод контрольных точек (КТ) — фиксированные конечные элементы конструкции. Число и расположение КТ определили соответственно с поставленной целью исследования — изучение локальных напряжений на межзеренных границах керамики.

На рис. 2 представлена схема расположений и нумерация КТ, а также фрагмент сетки конечных элементов. КТ расположены в поверхностных слоях зерен Z_1 (КТ 1÷25), Z_2 (КТ 26÷51) и Z_3 (КТ 52÷76); слое МФ, примыкающем к зернам (КТ 77÷137); слое МФ, примыкающем к матрице (КТ 138÷182); и слое матрицы, примыкающем к МФ (КТ 183÷221). Напряжения в слое меди не изучали, поэтому в этом структурном элементе КТ не выделяли. Расчетом определяли напряжения σ_i в каждой КТ.

Для оценки НДС поверхностного слоя на структурных элементах керамики использовали коэффициент K_Δ неоднородности напряжений (отношение наибольшего напряжения к наименьшему), определяющий степень изменения напряжений в

Сочетание силовых и тепловых нагрузок

Номер КЭН	p_1, Н	p_2, Н	Q_1, 10^8 Вт/м^2	Q_2, 10^8 Вт/м^2
1	0,04	0,02	0	0
2	0	0	6	2
3	0,04	0,02	6	2

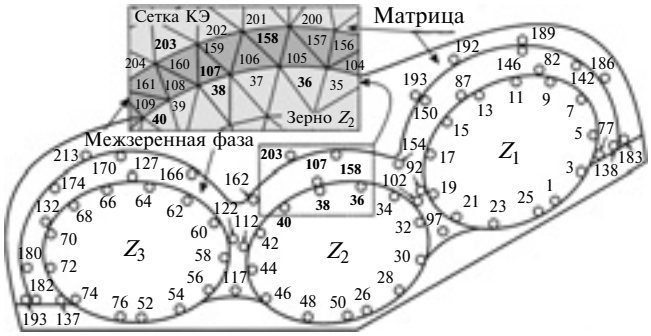


Рис. 2. Расположение КТ в поверхностном слое структурных элементов керамики системы ZrO_2—MgO—ZrO_2—Cu

поверхностном слое разных структурных элементов, не имеющих разрывов поверхностей, в системе ZrO_2—MgO—ZrO_2— Cu. Чем выше коэффициент неоднородности, тем больше перепад напряжений, возникающих в анализируемом поверхностном слое. Таким образом, определяли коэффициенты неоднородности напряжений для поверхностных слоев каждого зерна; слоя МФ, примыкающего к зернам; слоя МФ, примыкающего к матрице, и слоя матрицы, примыкающего к МФ.

На рис. 3 (см. обложку) показано поле напряжений в волоке системы ZrO_2—MgO—ZrO_2—Cu, возникающее под действием КЭН 1 (см. таблицу). Видно, что под действием распределенной силовой нагрузки формируется крайне неоднородное НДС поверхностного слоя рабочего канала волоки, причем напряжения σ_i изменяются в широком диапазоне. Наибольшие напряжения характеризуются локальностью и имеют место в зерне Z_1, в МФ и матрице около данного зерна. Наименьшие локальные напряжения формируются в зерне Z_3 и вокруг него.

Данная информация позволяет только оценить НДС поверхностного слоя рабочего канала керамической волоки. Более глубокое исследование локальных напряжений выполнили методом КТ.

Проанализируем результаты численных экспериментов, в которых использовали разные КЭН, относительно структурных элементов керамики в системе ZrO_2—MgO—ZrO_2—Cu.

Характер изменения локальных напряжений в поверхностном слое зерна Z_1 под действием разных КЭН показан на рис. 4, *а*. Под действием КЭН 1 (распределенные силы) формируется достаточно простая картина локальных напряжений в поверхностном слое зерна Z_1. Зафиксировано плавное увеличение напряжений от КТ 1 до КТ 5 и их уменьшение от КТ 5 до КТ 20; от КТ 1 до КТ 5 напряжения практически не изменяются. Наименьшие напряжения выявлены в КТ 21 (σ_i = 597 МПа), а наибольшие — в КТ 5 (σ_i = 766 МПа). Коэффи-

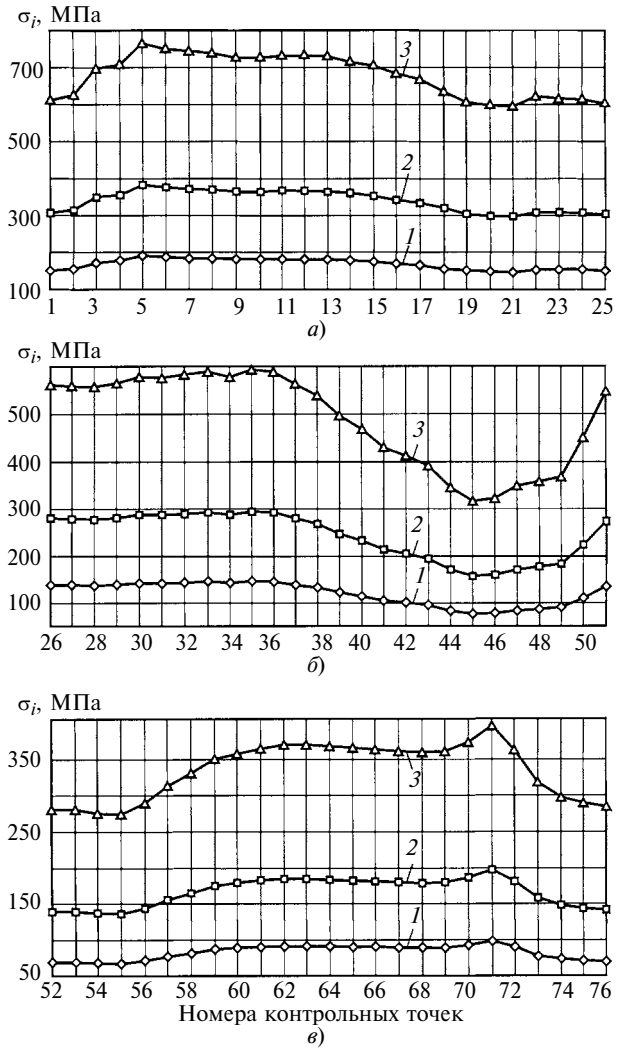


Рис. 4. Зависимости изменения напряжений σ_i в КТ поверхностных слоев зерен Z_1 (*а*), Z_2 (*б*) и Z_3 (*в*) в керамике системы ZrO_2—MgO—ZrO_2—Cu от КЭН соответственно 1, 2 и 3

циент неоднородности напряжения для поверхностного слоя зерна Z_1 под действием КЭН 1 составил $K_\Delta = 1{,}28$.

Под действием КЭН 2 (тепловые потоки) картина локальных напряжений в поверхностном слое зерна Z_1 несколько усложняется. Имеют место четко выраженные минимумы: в КТ 3 ($\sigma_i = 744$ МПа) и КТ 12 ($\sigma_i = 709$ МПа), а также максимум в КТ 7 ($\sigma_i = 1206$ МПа). На участке от КТ 12 до КТ 25 зафиксировано практически плавное увеличение напряжений до $\sigma_i = 980$ МПа. Коэффициент неоднородности напряжения для поверхностного слоя зерна Z_1 под действием КЭН 2 составил $K_{\Delta 1} = 1{,}7$.

Под действием КЭН 3 локальные напряжения в поверхностном слое зерна Z_1 описываются кривой с одним максимумом в КТ 6 ($\sigma_i = 904$ МПа). При этом напряжения в большинстве КТ находятся в диапазоне от 204 до 300 МПа. Коэффициент неоднородности напряжения для поверхностного слоя зерна Z_1 под действием КЭН 2 составил $K_\Delta = 4{,}43$.

Изменение локальных напряжений в поверхностном слое зерна Z_2 под действием разных распределенных нагрузок имеет более сложный характер (рис. 4, *б*). Под действием КЭН 1 напряжения сначала увеличиваются от КТ 26 до КТ 35 ($\sigma_i = 592$ МПа), потом уменьшаются до КТ 45 ($\sigma_i = 317$ МПа) и далее снова увеличиваются. Отметим, что участку от КТ 26 до КТ 35 соответствует часть поверхности зерна Z_2, наиболее удаленная от слоя меди. Под действием этого КЭН в поверхностном слое зерна Z_2 формируется НДС, неоднородность которого определяет коэффициент $K_\Delta = 1{,}87$.

Под действием КЭН 2 в поверхностном слое зерна Z_2 формируются напряжения, которые соответствуют кривой, симметричной относительно КТ 38; наименьшие напряжения выявлены в КТ 42 ($\sigma_i = 828$ МПа), а наибольшие — в КТ 29 ($\sigma_i = 1071$ МПа). Коэффициент неоднородности напряжения для поверхностного слоя зерна Z_2 под действием КЭН 1 составил $K_\Delta = 1{,}29$.

Зависимость, отражающая влияние КЭН 3 на локальные напряжения в поверхностном слое зерна Z_2, имеет наиболее сложный характер: имеются три пика и три впадины, причем наибольшее напряжение зафиксировано в КТ 41 ($\sigma_i = 624$ МПа), а наименьшее — в КТ 33 ($\sigma_i = 289$ МПа). Коэффициент неоднородности для зерна Z_2 под действием КЭН 3 составил $K_\Delta = 2{,}15$.

Влияние разных КЭН на локальные напряжения в поверхностном слое зерна Z_3 показано на рис. 4, *в*. Под действием КЭН 1 формируются: плавное увеличение напряжения от КТ 52 до КТ 71 ($\sigma_i = 396$ МПа) с последующим уменьшением до КТ 76. Коэффициент неоднородности напряжения для поверхностного слоя зерна Z_3 под действием КЭН 1 составил $K_\Delta = 1{,}45$.

НДС поверхностного слоя зерна Z_3 под действием КЭН 2 и 3 имеют практически одинаковый характер: три пика (КТ 54, 70 и 75) и две впадины (КТ 56 и 73). Однако тепловая нагрузка (КЭН 2) обусловливает бóльшие напряжения в поверхности этого зерна по сравнению с КЭН 3: под действием КЭН 2 напряжения изменяются в диапазоне от 725 до 1112 МПа, а под действием КЭН 3 — от 366 до 957 МПа. А влияние внешней нагрузки на коэффициент неоднородности имеет обратную зависимость: при КЭН 2 имеем $K_\Delta = 1{,}53$, при КЭН 3 коэффициент неоднородности составил 2,61.

Анализ показал, что под действием эксплуатационных нагрузок в поверхностных слоях зерен Z_1, Z_2 и Z_3 формируются разные НДС. Наибольшие напряжения в результате силовой нагрузки (КЭН 1) зафиксированы в поверхностном слое зерна Z_1, наименьшие — в зерне Z_3. При этом наибольший

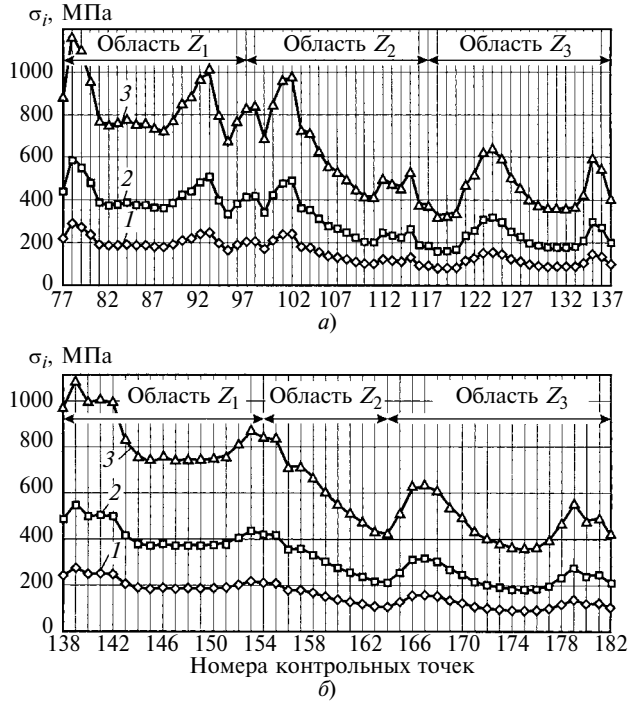


Рис. 5. Зависимости изменения напряжений σ_i в КТ поверхностных слоев МФ, примыкающих к зернам (*а*) и матрице (*б*), в керамике системы ZrO_2—MgO—ZrO_2—Cu от КЭН соответственно 1, 2 и 3

коэффициент неоднородности напряжений зафиксирован в зерне Z_2, наименьший — в зерне Z_1.

Под действием тепловой нагрузки (КЭН 2) наименьшие и наибольшие напряжения формируются в поверхностном слое зерна Z_1. Наибольший K_Δ также зафиксирован в зерне Z_1, а наименьший — в зерне Z_2.

Наибольшие напряжения под действием КЭН 3 зафиксированы в поверхностном слое зерна Z_3, наименьшие — в поверхностном слое зерна Z_1. При этом наибольший K_Δ выявлен в зерне Z_1, наименьший — в зерне Z_2.

Изменение напряжений под действием разных КЭН в поверхностных слоях МФ, примыкающих к зернам Z_1, Z_2, Z_3 и матрице, приведены на рис. 5. По сравнению с локальными напряжениями в поверхностных слоях зерен зависимости имеют более сложный характер, т. е. имеются многочисленные и ярко выраженные пики и впадины.

Анализ локальных напряжений в поверхностном слое МФ, примыкающем к зернам, под действием разных КЭН показал, что эксплуатационные нагрузки влияют на НДС неоднозначно (рис. 5, *а*). Силовая нагрузка формирует напряжения в диапазоне 325÷1171 МПа, тепловая — 1089÷1764 МПа, и в результате КЭН возникают напряжения 766÷1490 МПа. Детализация этих напряжений в зонах Z_1, Z_2 и Z_3 (участки поверхностного слоя, примыкающие к зернам Z_1, Z_2 и Z_3) показала следующее. Под действием КЭН 1 наибольшие напряжения возникают в слое МФ в области Z_1, (КТ 78), под действием КЭН 2 наибольшие напряжения создаются в слое МФ в области Z_2 (КТ 115), а при КЭН 3 — в области Z_1 (КТ 78). Коэффициенты неоднородности при КЭН 1, 2 и 3 соответственно K_Δ = 3,6; 1,61 и 1,94.

Кривая, характеризующая влияние распределенной силовой нагрузки на локальные напряжения в поверхностном слое МФ, примыкающем к матрице, имеет тренд к уменьшению от КТ 138 к КТ 182 (рис. 5, *б*). Диапазон напряжений σ_i в поверхностном слое МФ, примыкающем к зерну, под действием КЭН 1 составил 360÷1096 МПа, при КЭН 2 — 1091÷1810 МПа, а при КЭН 3 — 742÷1507 МПа. Наибольшие напряжения σ_i имели место в КТ 139, 181 и 179 соответственно под действием КЭН 1, 2 и 3, а коэффициент неоднородности составил K_Δ = 3,04; 1,65 и 2,03.

На рис. 6 показаны напряжения σ_i в поверхностном слое матрицы, примыкающем к МФ. Наибольшие значения σ_i наблюдаются в зернах Z_1 и Z_2 (КТ 183 и 184), наименьшие — в области Z_2 (КТ 219 и 190). Диапазон напряжений σ_i в КТ поверхностного слоя матрицы под действием КЭН 1 — 243÷915 МПа, при КЭН 2 — 431÷2375 МПа, при КЭН 3 — 159÷1841 МПа; коэффициент неоднородности напряжений соответственно K_Δ = 3,76; 5,51 и 11,57.

Анализ полученных данных показал, что НДС поверхностного слоя рабочего канала из керамики на основе оксида циркония под действием эксплуатационных нагрузок характеризуется крайней неоднородностью, причем локальные напряжения в поверхностном слое зерна Z_1 превышают напряжения в поверхностных слоях зерен Z_2 и Z_3 соответственно на 12 и 9 %. Установлено, что наибольшие локальные напряжения формируются в МФ и

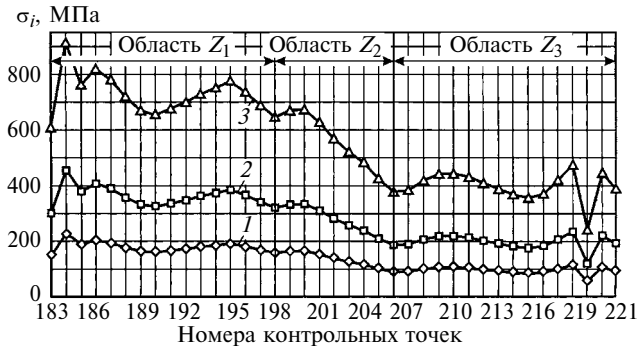


Рис. 6. Зависимости изменения напряжений σ_i в КТ поверхностного слоя матрицы, прилегающего к МФ керамики системы ZrO_2—MgO—ZrO_2—Cu от КЭН соответственно 1, 2 и 3

слое матрицы, примыкающему к МФ. С высокой достоверностью можно утверждать, что сложное НДС в этой области может привести к возникновению структурных дефектов в керамике, которые еще увеличат локальные напряжения [7].

Таким образом, разработана методика исследования локальных напряжений в структурно-неоднородных материалах, позволившая изучить НДС структурных элементов керамики на основе оксида циркония. Установлено, что под действием эксплуатационных нагрузок в поверхностном слое рабочего канала керамической волоки формируются высокие локальные напряжения во всех КТ поверхностного слоя зерен, МФ и матрицы. Наибольшие локальные напряжения имеют место в МФ из оксида магния и слое матрицы из оксида циркония, примыкающему к МФ.

НДС поверхностных слоев структурных элементов керамики на основе оксида циркония характеризуется высокой неоднородностью напряжений, причем коэффициент неоднородности напряжений зависит от вида нагрузки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Wear** properties and microstructures of alumina matrix composite ceramics used for drawing dies / Y. Xue-feng, Z. Xiang-bo, W. Hong-yan, W. Hui // Ceramics International. 2009. V. 35. P. 3495—3502.

2. **Юхвец И. А.** Волочильное производство. М.: Металлургия, 1965. 236 с.

3. **Кузин В. В., Ермолин В. Н.** Особенности изнашивания волок из твердого сплава при изготовлении медной проволоки // Конф. "Машиностроение — традиции и инновации". МГТУ "Станкин". 2011. С. 227—229.

4. **Модель** эксплуатации волоки при изготовлении проволоки / В. В. Кузин, С. Н. Григорьев, С. Ю. Федоров, В. Н. Ермолин // Заготовительные производства в машиностроении. 2013. № 2. С. 24—28.

5. **Кузин В. В.** Методологический подход к повышению работоспособности керамических инструментов // Вестник машиностроения. 2006. № 9. С. 87, 88.

6. **Морозов Н. Ф.** Избранные двумерные задачи теории упругости. Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1987. 182 с.

7. **Кузин В. В.** Эффективное применение высокоплотной керамики для изготовления режущих и деформирующих инструментов // Новые огнеупоры. 2010. № 12. С. 13—19.

8. **Шермергор Т. Д.** Теория упругости микронеоднородных сред. М.: Наука, 1977. 400 с.

9. **Ванин Г. А.** Микромеханика композиционных материалов. Киев: Наукова думка, 1985. 301 с.

10. **Кузин В. В.** Микроструктурная модель керамической режущей пластины // Вестник машиностроения. 2011. № 5. С. 72—76.

11. **Кузин В. В., Григорьев С. Н., Ермолин В. Н.** Микроструктурное моделирование деформационных процессов в волоке из спеченных структурно-неоднородных материалов // Вестник машиностроения. 2014. № 3. С. 42—46.

12. **Влияние** силовых нагрузок на напряженно-деформированное состояние режущих пластин из оксидной керамики / С. Н. Григорьев, В. В. Кузин, Д. Буртон, А. Батако // Вестник машиностроения. 2012. № 1. С. 67—71.

УДК 620.179

Е. С. СЕРГЕЕВ (ОАО «НПП "Респиратор"), А. О. ПОЛЯКОВ, А. Ю. КОЗЛОВ (ООО Машиностроительный завод "ТОНАР"), А. В. ЩЕДРИН, канд. техн. наук (Машиностроительный университет "МАМИ"), Н. Ю. ЧИХАЧЁВА, e-mail: t-5511@yandex.ru

Пути совершенствования методов деформирующих и комбинированных обработок

Рассматриваются направления развития методов деформирующих и комбинированных обработок на основе применения инструмента с регулярным микрорельефом рабочих поверхностей и металлоплакирующего смазочного материала.

Ключевые слова: механическая обработка, деформирование, регулярный микрорельеф, металлоплакирующий смазочный материал, трение, качество.

The directions for the development of methods of deformation and combined machining, based on application of tool with regular microrelief of working surfaces and metal cladding lubricant, are considered.

Keywords: machining, deformation process, regular microrelief, metal cladding lubricant, friction, quality.

В совершенствовании методов механической обработки материалов резанием и деформированием, а также комбинированных обработок актуальным является управление контактными процессами, и в частности процессом трения. В настоящее время резервы существенного повышения износостойкости инструмента применением новых инструментальных материалов и упрочнением рабочих элементов обрабатывающего инструмента полностью исчерпаны [1, 2].

Трибологический анализ методов механической обработки [3] показал возможность целенаправленного синтеза самоорганизации контактных процессов на основе новых физических принци-

пов. К ним можно отнести обработку с применением инструментов с регулярной микрогеометрией поверхностей и использование металлоплакирующего смазочного материала, которые позволяют реализовать эффект безызносности при трении Гаркунова—Крагельского [4].

Использование в производственных условиях методов деформирующего и комбинированного прошивания для получения отверстий в заготовках из труднообрабатываемых материалов показал, что применение деформирующих элементов с регулярным микрорельефом существенно (в 2 раза и более) повышает не только качество обработки, но и стойкость инструмента [4].

Это объясняется большой маслоемкостью поверхностей инструмента с регулярным микрорельефом по сравнению с поверхностями, полученными шлифованием и доводкой. Технологический смазочный материал, находящийся в канавках регулярного микрорельефа, выдавливается в процессе обработки, что существенно снижает трение и изнашивание инструмента, а также исключает адгезионные процессы.

Высокое качество обработки обусловлено тем, что выступы регулярного микрорельефа оказывают деформирующее многоцикловое воздействие на поверхностный слой заготовки [5]. При комбинированной обработке деформирующие элементы выполняют предварительное деформирующее воздействие на поверхностный слой заготовки, что позволяет существенно (до 1,5 раз) снизить усилие резания.

Был разработан метод комбинированного прошивания отверстий [6], при котором возникает противодавление технологического смазочного материала по канавкам регулярного микрорельефа рабочей поверхности инструмента. Этим достигается снижение сил трения на контактирующих поверхностях и уменьшается адгезионный эффект, который существенно снижает качество обработки и стойкость инструмента.

Значительное влияние при комбинированной обработке на контактные процессы оказывает металлоплакирующий смазочный материал на основе медьсодержащей присадки Валена. Применение присадки уменьшает усилие обработки от 25 до 59 % в зависимости от ее содержания [7, 8]. Это объясняется образованием на инструменте и заготовке слоев медной сервовитной пленки, которая исключает непосредственный контакт заготовки и рабочих поверхностей инструмента и способствует интенсивному пластифицированию поверхностного слоя заготовки (эффект Ребиндера).

Повысить стабильность формирования антифрикционной сервовитной пленки можно обеспечением принудительного истечения металлоплакирующего смазочного материала по канавкам регулярного микрорельефа рабочей поверхности инструмента.

Для повышения эффективности обработки деформированием и комбинированными методами обработки можно использовать инструмент с регулярным микрорельефом с одно- или многослойным износостойким покрытием. Причем радиусы скругления вершин выступов регулярного микрорельефа должны исключать высокие напряжения в слое износостойкого покрытия. Высота неровностей микрорельефа должна быть больше толщины покрытия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Григорьев С. Н.** Методы повышения стойкости режущего инструмента. М.: Машиностроение. 2009. 368 с.

2. **Грубый С. В.** Теоретические исследования процесса изнашивания лезвийных инструментов // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 44—50.

3. **Щедрин А. В., Агапов В. А., Морозова Н. В.** Прошивание прецизионных отверстий в неравножестких заготовках // СТИН. 1996. № 10. С. 28—30.

4. **Трибология** как фундаментальная основа системного проектирования конкурентоспособных технологических объектов / А. В. Щедрин, В. В. Ульянов, Н. Ю. Чихачева и др. // Ремонт, восстановление, модернизация. 2009. № 4. С. 15—20.

5. **Повышение** эффективности комбинированного протягивания отверстий на основе регуляризации микрогеометрии поверхности деформирующих элементов / А. В. Щедрин, В. В. Ульянов, Н. Ю. Чихачева и др. // Вестник машиностроения. 2011. № 9. С. 57—60.

6. **Щедрин А. В., Ульянов В. В.** Комплексное исследование эффективности комбинированного прошивания отверстий с противодавлением технологической смазки // Машиностроитель. 2008. № 2. С. 31—33.

7. **Расширение** возможностей комбинированного волочения инструментом с регулярной микрогеометрией путем применения металлоплакирующих присадок / А. В. Щедрин, Д. Н. Гаркунов, Э. Л. Мельников и др. // Вестник машиностроения. 2011. № 4. С. 69—72.

8. **Щедрин А. В., Гаврилов С. А., Зинин М. А.** Оптимизация рецептуры металлоплакирующих смазок для комбинированного дорнования отверстий в заготовках из нешлифуемых цветных сплавов // Вестник машиностроения. 2012. № 4. С. 76—79.

УДК 621.95

К. К. МАКАРОВ (г. Череповец), e-mail: isc19@mail.ru

Растачивание конических отверстий малой конусности под пальцы упругих втулочно-пальцевых муфт

В машиностроении конические соединения малой конусности появились с созданием фиксаторов. Сразу же возник вопрос — как их обозначать? Было принято решение о введении ряда конусностей: 1:5; 1:10; 1:15; 1:20 и т. д. Это стало первой ошибкой машиностроителей. Дело в том, что производству не требуется большого разнообразия конических соединений. Кроме того, введение обозначений конических соединений малой конусности повлекло за собой необходимость введения новых нормативных документов. Это стало второй ошибкой машиностроителей.

А также появилась необходимость в измерениях малой конусности в градусах, минутах и секундах. В связи с этим возникли вопросы: как установить режущий инструмент на угол уклона при обработке отверстий малой конусности, как повернуть резцедержатель с инструментом при переходе от обработки отверстий с одним углом уклона на другой? Известно, что при обработке наружных конических поверхностей с углами уклонов, которые измеряются целым числом градусов, таких проблем не возникает.

Искать ответы на данные вопросы машиностроители не стали, да и устройств для растачивания отверстий малой конусности в то время еще не было. Поэтому было принято решение обрабатывать отверстия малой конусности с помощью конических лезвийных инструментов — зенкеров, сверл, разверток, которые можно обрабатывать с помощью копировальных устройств.

Это стало третьей ошибкой машиностроителей по следующим причинам. Во-первых, конические зенкеры, сверла, развертки изготовляют из быстрорежущей стали, теплостойкость которой около 500 °С, поэтому, обрабатывая ими конические отверстия малой конусности, нельзя обеспечить высокую производительность. Применение смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ) при использовании конического лезвийного инструмента повышает производительность, но незначительно. Во-вторых, для изготовления конического лезвийного инструмента требуются: руда с содержанием W, Cr, V, Mo, Co; быстрорежущая сталь, выплавление которой в электропечах — дорогостоящий процесс, так как W, Cr, V, Mo, Co — тугоплавкие металлы; производства по изготовлению конических зенкеров, сверл, разверток, по выпуску оборудования для заточки конических зенкеров, сверл, разверток и СОЖ. При этом применение СОЖ при обработке отверстий малой конусности с помощью конического лезвийного инструмента снижает срок службы оборудования.

Таким образом, создалась почти тупиковая ситуация. Однако решение было найдено с помощью открытого автором закона двуплечевого шарнира, который позволил создать устройства для растачивания отверстий малой конусности и, в частности, конических отверстий под пальцы упругих втулочно-пальцевых муфт (МУВП). Это позволило отказаться от конических зенкеров, сверл, разверток, так как с помощью новых устройств растачивание конических отверстий осуществляется обычными резцами с твердосплавными пластинами, теплостойкость которых достигает 2000 °С и выше.

Особенность нового способа растачивания отверстий малой конусности состоит в том, что образующими данных отверстий являются кривые линии с незначительными отклонениями от прямой линии, так как они не превышают поля допусков конических отверстий.

Устройства для растачивания резцом отверстий малой конусности позволяют: повысить производительность обработки в 5÷8 раз в зависимости от размеров конических отверстий; сократить производство дорогостоящей инструментальной стали; сократить использование СОЖ, зенкеров, сверл и станков для их изготовления и заточки; использовать сверлильно-расточный станок для обработки небольших деталей с отверстиями малой конусно-

сти, на котором можно высверливать цилиндрические и растачивать резцом конические отверстия.

Закон двуплечевого шарнира был открыт случайно и стал результатом многолетней работы автора в качестве начальника смены по обработке конических отверстий под пальцы МУВП, в ходе которой он изучил все недостатки технологии и имеющиеся на нее патенты.

Автор работал и конструктором по проектированию приводов металлургических машин и агрегатов, в которых широко используются МУВП. В металлургической промышленности конические соединения работают в условиях значительного запыления, при низких и очень высоких температурах и наличии влаги, что вызывает коррозию элементов оборудования. Поэтому при ремонте конические соединения, как правило, не разбирают, а удаляют газорезкой.

На многих предприятиях по изготовлению запчастей для металлургического оборудования вместо МУВП устанавливают зубчатые муфты, несмотря на то, что они имеют следующие недостатки:

1) дороже чем МУВП;

2) передают крутящий момент с большими окружными усилиями;

3) требуют регулярного смазывания, т. е. их техническое обслуживание более трудоемко;

4) их ресурс значительно меньше ресурса МУВП.

Автором было разработано и изготовлено устройство для растачивания конических отверстий под пальцы МУВП. В основу изобретения положен закон двуплечевого шарнира, суть которого и конструкция устройства для растачивания конических отверстий малой конусности на его основе подробно изложены в книге "Нужен ли мировой металлообработке конический лезвийный инструмент?" (М.: Машиностроение, 1998 г.).

Выставка "Металлургия — Литмаш — 2013"

Ежегодно в ЦВК "Экспоцентр" в июне проходит международная выставка машин, оборудования, технологий и продукции металлургической промышленности. Тематика выставки: металлургические предприятия, агрегаты и прокатные станы; технология термообработки; оборудование для литья; листовой прокат; сварка, резка, соединительная техника; алюминий, продукция и технологии; обработка информации (обработка данных, компьютерные программы и системы); продажа полуфабрикатов, заготовок и готовой продукции; защита окружающей среды, утилизация отходов; безопасность на производстве и эргономика; исследования, планирование, услуги, консалтинг, разработки; промышленные ассоциации, отраслевые издательства. Участники из разных стран представили свои достижения в металлургии.

Компания Loeser GmbH (Германия)

Ленточный шлифовальный станок KS100 для сухого шлифования и полирования цилиндрических и конических изделий из различных материалов. Станок включает в себя: устройство бесцентрового шлифования труб диаметрами от 3 до 120 мм; устройство для шлифования свободной лентой или мягким кругом; две консоли с направляющими роликами; поддерживающий стол; устройство для шлифования плоскостей; блок пневматического натяжения и контроля разрыва ленты; блок подачи бесцентрового шлифования с подающим роликом шириной 100 мм; маятниковый шлифовальный агрегат с пневматическим контролем прижатия контактного круга для больших диаметров (в том числе с биением). Длина шлифовальной ленты 2500 мм, ширина до 100 мм. Диаметр обрабатываемых труб от 6 до 180 мм. Мощность шлифовального привода 4 кВт. Скорость подачи ленты 28 м/с при плавном регулировании.

Передвижной ленточный шлифовальный станок KSF360 для усиленного съема при шлифовании сварных швов и подготовки поверхности перед сваркой. Длина шлифовальной ленты станка 2500 мм, ширина от 5 до 75 мм. Мощность привода станка 3 кВт.

Компания Savewey (США)

Система Savewey для индукционной тигельной печи обеспечивает определение износа электродных пластин, которые заменяют традиционный слой изоляции и являются сенсорами, фиксируют даже незначительное проникновение металла. Так как стенка печи разделена на пять сегментов, возможно точное определение места изнашивания. Одновременно определяется влажность, что обеспечивает контроль сушки огнеупора во время спекания и регистрацию проникновения влаги в результате утечки охлаждающей жидкости. Монтаж электродных пластин прост. Процесс изнашивания пластин отображается на экране.

Система Savewey на основе электродных пластин, встраиваемых в огнеупор, предназначена для контроля толщины огнеупорного материала в плавильных зонах и обрабатывающих агрегатах.

Система Saveline используется для контроля индукционных тигельных печей в критических зонах — в пробках слива, днище печи, фланцевых соединениях. Сенсоры монтируют в днище печи или сливную пробку. Их можно устанавливать в специальные каналы и заливать огнеупорным бетоном (LCC-бетон), что позволяет не менять сенсоры при замене футеровки. Толщина огнеупорного материала определяется по температуре. При контроле толщины пробки сенсор устанавливают непосредственно на ее кожух. Применение двух датчиков гарантирует постоянное измерение даже при термическом разрушении верхнего датчика.

Возможен контроль зон вагранки — днища, огнеупорной стенки, сифона, продувочных каналов. Сенсоры устанавливаются в огнеупорном материале в предварительно подготовленных сегментах или непосредственно на стальной обшивке.

Система Sowedry предназначена для измерения электрического сопротивления огнеупорного материала и определения относительной влажности.

Компания LAP (Германия)

Лазерный триангуляционный датчик CALIX основан на использовании фиксированного и сканирующего лазерного луча и предназначен для определения расстояния до объекта. С помощью двух или более датчиков можно измерять толщину, ширину, высоту, длину, прямолинейность, плоскостность и т. п. движущегося объекта. Рабочий диапазон измерения до 30 мм, погрешность измерения ±2,5 мкм.

Светоотделительный датчик создает двумерное отображение поверхности объекта, т. е. его профиль. Используя несколько датчиков, можно получить полную конфигурацию объекта с дефектами. Диапазоны площадей измерения от 6 × 4 до 400 × 200 мм, погрешность измерения ±12 мкм.

Лазерные измерительные системы используются для оптимизации процесса непрерывной разливки и управления процессом газовой резки. Данную систему используют для определения массы сляба, а также его положения перед печью и в печи для последующего выравнивания, что повышает эффективное использование площади при складировании.

Фирма EIRICH (Германия)

Смеситель DZ31/7 для приготовления различных смесей и сырья состоит из поворотного смесительного сосуда, вращающихся смесительных устройств и регулируемого комбинированного инструмента. Поворотные смесительные сосуды имеют защитное покрытие, что обеспечивает их работу при высоких температурах. Смешиваемый материал не осаждается на уплотнениях подвижных частей и может подвергаться нагреванию и охлаждению. Вместимость смесителя 7000 л. Контроль уровня в смесителе осуществляется ультразвуком или электромеханическим зондом, которые измеряют также температуру и влажность. Имеются очистительные устройства для смесительной камеры (сухой или влажной очистки), система контроля за вращением смесительного резервуара; устройства для смазывания и опрыскивания профилей зубьев.

Компания Sinto (Германия)

Формовочная машина HSP3 выполняет за одну операцию две формовки, оснащена двумя столами, один из которых перемещается от участка съема перед формовочной машиной к позиции уплотнения и назад, другой в это время осуществляет транспортировку опок; заполнение смесью выполняется, когда вторая полуформа находится на позиции уплотнения. Машина имеет гидравлическую станцию (насос и клапаны), гидравлическую систему, встроенную в корпус машины; колонна станины служит резервуаром для масла. Гидравлические клапаны можно менять без съема труб; размеры рабочего стола 1155 × 860 мм; размеры внутренней опоки 1000 × 800 мм, внешней 1250 × 1050 мм, ход прессования до 300 мм, ход съема и протяжки 400 мм, усилие прессования до 735 кН. Мощность электродвигателя 11 кВт, масса машины 20 т. Формовочная машина HSP3 использует только один механизм подачи песка. Наполнительная рама обеспечивает точную дозировку формовочной смеси.

Не используется встряхивание, поэтому механизмы не испытывают вибраций. Прессование воздушным потоком обеспечивает равномерную плотность и высокую прочность смеси, а, следовательно, получение точной формы.

Безопочная формовочная машина FBO IV имеет закрытую конструкцию, что исключает просыпание песка. Машина оснащена челночным устройством, выкатывающим нижние полуформы, обеспечивая надежную простановку стержней. Система заполнения смесью позволяет изготовлять точные формы с применением формовочной смеси с бетонитовым связующим. Автоматический контроль давления подачи и прессования песка обеспечивает равномерное уплотнение смеси и гарантирует качественное изготовление сложных отливок с глубокими карманами и небольшой толщиной стенок. Это позволяет изменять высоту верхней и нижней полумуфт независимо друг от друга, что обеспечивает меньший расхода смеси. Уплотнение формы осуществляется воздушным потоком и гидравлическим прессованием. Размеры формы 700 × 600 × 250 мм. Производительность машины 100 форм/ч, усилие прессования до 100 Н/см^2, мощность 30 кВт.

Компактная формовочная линия DAFM-SD для литья цветного металла. Процесс формовки осуществляется следующим образом. Опока и наполнительная рама, расположенные на подмодельной плите, заполняются смесью и с помощью поворотного стола подводятся к позиции уплотнения. Стол машины поднимает модельную плиту с наполненной смесью опокой и наполнительной рамой, прижимая их к прессовой головке. Таким образом, все пространство формы герметично закрывается. Затем на короткое время открывается воздушный клапан, и воздушный поток проходит через формовочную смесь до модели и выходит через отверстия отдельной оснастки. Воздух прижимает частицы смеси вниз к модели, поэтому вблизи модели достигается наибольшее уплотнение. Дальнейшее уплотнение осуществляется с помощью гидравлического пресса с плоской или эластичной прессовой плитой. Формовочная машина DAMF-SD может быть оснащена многоплунжерной прессовальной головкой.

Передаточная тележка доставляет готовую к заливке форму к участку заливки и охлаждения. Толкающий цилиндр двигает форму сначала к месту заливки и далее к позиции охлаждения.

На участке простановки стержней кантователь опок поворачивает все полуформы на 180°. Повернутые рабочей поверхностью вверх полуформы проходят через участок простановки стержней и контроля. Литниковые воронки и выпоры в верхней полуформе, как правило, просверливают вручную на устройстве кантования опок, при этом полуформа поворачивается в заданное положение. Максимальная производительность формовочной линии 30 форм/ч, внутренние размеры опок 2000 × 1500 мм.

Система управления формовочной линией состоит из силовой части включения приводов, центрального блока управления, нескольких пультов управления.

Группа Nedermon (Германия)

Плоскорукавный фильтр. Загрязненный воздух подается в фильтр через камеру неочищенного газа сверху вниз и попадает в камеру для очищения. При этом пыль, оседая на фильтровальной ткани, образует дополнительный фильтрующий слой. Через определенные интервалы времени происходит очистка, слои пыли попадают в пылесборник и удаляются механизмами выгрузки. Клапан фильтра создает воздушный импульс, продувающий карман во время очистки в направлении, противоположном фильтрованию. Клапан и продувочная тележка соединены гибким рукавом.

Воздушные теплообменники и охладители KU и KS для охлаждения горячих технологических газов, которые движутся вертикально вниз в направлении, перекрестном к охлаждающим элементам. В пылесборнике газ меняет направление на 180°, что приводит к осаждению крупных частиц пыли. Вентиляторы всасывают холодный воздух и продувают его перекрестно потоку горячего воздуха через охлаждающие элементы. Объем воздуха регулируется автоматически. Форма охлаждающих элементов и точно выверенное расстояние между элементами предотвращает забивание установок пылью. Теплообменник KU имеет дополнительную функцию подогрева охлаждающего воздуха.

Чл.-кор. АПК
А. Н. ИВАНОВ