ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

6

2010

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Адрес редакции:

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

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

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

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Алюков С. В. — Совершенствование математических моделей инерционных трансформаторов вращающего момента . . . 3

Порядков В. И. — Динамика коленчатого вала автомобильного двигателя, определяемая условиями распространения нагруженности . . . 10

Красильников А. Я., Красильников А. А. — Расчет силы притяжения высококоэрцитивных постоянных магнитов в торцевых магнитных муфтах и плоских магнитных системах . . . 13

Бровман М. Я. — Повышение прочности сварных балок при изгибе . . . 17

Зюзин А. А., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. — Оценка погрешностей измерения радиального биения деталей машин при производственных методах контроля . . . 20

Плеханов Ф. И., Кузнецов В. С. — Исследование деформативности элементов зубчатой планетарной передачи . . . 25

Назаров А. Д. — Массогеометрические параметры противовесов коленчатого вала и уравновешенность двигателей . . . 28

Серегин А. А. — Безопасность установки заготовок при износе механизмов зажима 38

Карпачев А. Ю., Букеткин Б. В. — Исследования механических свойств стали Р6М5 при повышенных температурах . . . 40

Захарычев С. П., Отмахов Д. В. — Изготовление армированных антифрикционных эпоксидофторопластов методом намотки . . . 41

В помощь конструктору и расчетчику

Иванов А. С., Ермолаев М. М. — Локальное проскальзывание в соединении с натягом при нагружении крутящим моментом . . . 46

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

Козырев Ю. П., Седакова Е. Б. — Анализ влияния волокнистых и дисперсных наполнителей на снижение нагруженности полимерной матрицы при трении . . . 50

Суслов А. Г., Медведев Д. М. — Одноступенчатое технологическое обеспечение износостойкости цилиндрических поверхностей деталей машин . . . 54

Богун В. С., Анисимов А. В., Бахарева В. Е. — Подшипники скольжения из антифрикционных углепластиков для центробежных насосов ТЭК и энергетических установок . . . 58

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кабалдин Ю. Г., Серый С. В., Просолович А. В., Бурдасов Е. Н. — Повышение устойчивости процесса резания на основе фрактальной размерности и вэйвлет-анализа . . . 63

Бахтиаров Ш. А., Волков В. В. — Повышение эффективности контактно-эрозионного профилирования алмазных кругов и алмазного профильного шлифования . . . 71

Юркевич В. В. — Экспертная система для токарной обработки . . . 73

Исмаилов Н. Ш. — Стабилизация составов и свойств единых смесей в серийном производстве чугунных отливок . . . 76

Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 3 . . . 78

Обработка материалов без снятия стружки

Чумаченко Е. Н., Зимин Ю. А., Бобер С. А. — Экспериментальное проектирование машин и процессов штамповки . . . 86

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Ханыгина Е. С., Иванилова А. М. — Разработка системы планирования на базе модели цепочки поставок промышленного предприятия . . . 88

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Хадеев Р. Г. — Механизм плавного пуска . . . 93

Иванов А. N. — Выставка "Электроэнергетика России — 2010" . . . 95

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Alyukov S. V. — Improvement of mathematical models of the torque inertial transformers

Poryadkov V. I. — Dynamics of the automobile engine's crankshaft, defined by the terms of loading distribution

Krasil'nikov A. Ya., Krasil'nikov A. A. — Calculation of the attraction force of high coercivity permanent magnets in the end magnetic clutches and flat magnetic systems

Brovman M. Ya. — Improvement the strength of welded beams at bending

Zyuzin A. A., Kaz'min B. N., Yurov M. D. — Evaluation of measurement errors of the radial beats of machine parts in the industrial control methods

Plekhanov F. I., Kuznetsov V. S. — Study of the deformability of the elements of toothed planetary gear

Nazarov A. D. — Mass-geometrical parameters of crankshaft's counterweights and balance state of engines

Seregin A. A. — Security installation of pieces at wear of clamping mechanisms

Karpachev A. Yu., Buketkin B. V. — Study of mechanical properties of steel P6M5 at elevated temperatures

Zakharychev S. P., Otmakhov D. V. — Production of reinforced antifriction epoxy fluoroplastics by a winding method

For the benefit of designer and estimator

Ivanov A. S., Ermolaev M. M. — Local slippage in the connection with tightness at loading by a torque

Series of articles "Problems of tribology — friction, wear, and lubrication"

Kozyrev Yu. P., Sedakova E. B. — Analysis of the fibrous and disperse fillers influence upon the terms of loading reduction of the polymer matrix at friction

Suslov A. G., Medvedev D. M. — Single-stage technological support the wear resistance of the cylindrical surfaces of machine parts

Bogun V. S., Anisimov A. V., Bakhareva V. E. — Plain bearings of antifriction carbon plastics for centrifugal pumps ТЭК and power installations

MANUFACTURING ENGINEERING

Kabaldin Yu. G., Sery S. V., Prosolovich A. V., Burdasov E. N. — Cutting process stability enhancement on the basis of the fractal dimensionality and wavelet analysis

Bakhtiarov Sh. A., Volkov V. V. — Improving the efficiency of contact-erosion profiling of diamond grinding wheels and of diamond profile grinding

Yurkevich V. V. — An expert system for turning

Ismailov N. Sh. — Stabilization of the composition and properties of common mixtures in the full-scale production of iron castings

Series of articles "Theory and practice problems of materials cutting"

Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I. — Elaboration of a new theory of thermal processes of cutting. 4. Analysis of the basic theoretical researches of the cutting thermophysics. Part 3

Chipless materials working

Chumachenko E. N., Zimin Yu. A., Bober S. A. — Experimental design of machines and stamping processes

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Khanygina E. S., Ivanilova A. M. — Development of a planning system on the basis of supply chains of an industrial enterprise

TECHNICAL INFORMATION

Khadeev R. G. — Mechanism of smooth start

Ivanov A. N. — Exhibition "Russian Power Industry — 2010"

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *О. А. Ефремова*
Корректор *Т. В. Пчёлкина*

Сдано в набор 05.04.2010. Подписано в печать 19.05.2010.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 13,32. Заказ 453.

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", 2010

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.83.062.1-52.001.573

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

Совершенствование математических моделей инерционных трансформаторов вращающего момента

Рассмотрен метод составления математических моделей механизмов переменной структуры (в частности инерционных трансформаторов вращающего момента), основанный на использовании ступенчатых функций с возможностью их аппроксимации аналитическими зависимостями. Получены рациональные математические модели для жесткой и упругой схем инерционных трансформаторов.

Ключевые слова: механизмы переменной структуры, инерционные трансформаторы вращающего момента, математические модели, системы нелинейных дифференциальных уравнений, аппроксимация, численные решения, фазовые траектории.

Composition method of mathematical models of variable structure mechanisms (specifically, the torque inertial transformers), based on the use of step functions with possibility their approximation by analytical dependences, is considered. Rational mathematical models for rigid and elastic schemes of the inertial transformers were obtained.

Keywords: variable structure mechanisms, torque inertial transformers, mathematical models, systems of nonlinear differential equations, approximation, numerical solutions, phase paths.

Инерционные трансформаторы вращающего момента являются автоматическими бесступенчатыми передачами, обладающими широким диапазоном трансформации момента, компактной конструкцией, внутренним автоматизмом и многими другими достоинствами [1, 2]. Для таких передач существуют две основные схемы выполнения: жесткая и упругая. Жесткая схема инерционного трансформатора вращающего момента представляет собой голономную модель с тремя степенями свободы. Схема называется жесткой, так как она не учитывает упругости звеньев и в отличие от упругой схемы не содержит специально введенных упругих элементов, предназначенных для снижения динамических нагрузок. При составлении математической модели жесткой схемы также принимаются допущения об отсутствии диссипации энергии и зазоров в сопряжениях.

Математическая модель инерционного трансформатора строится на основе уравнений Лагранжа второго рода, имеющих вид [3]:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_1 \ (i = 1, 2, 3), \qquad (1)$$

где T — кинетическая энергия системы; q_i, $\dot{q}_i$ — обобщенные координаты и скорости соответственно; Q_i — обобщенные силы.

За обобщенные координаты при составлении уравнений (1) обычно принимают углы поворота ведущего звена (α), реактора импульсного механизма (β) и ведомого звена (γ). Такой выбор обусловлен тем, что в подавляющем большинстве случаев нас интересуют входные и выходные кинематические и динамические параметры системы и составляющих ее механизмов.

Кинетическая энергия системы находится по выражению [1]:

$$T = \frac{1}{2}A_1\dot{\alpha}^2 + A_2\dot{\alpha}\,\dot{\beta} + \frac{1}{2}A_3\dot{\beta}^2,$$

где $A_1 = J_1 + nma^2 + \left(\frac{a}{k} + q\right)^2 nJ_3 + 2nmah\left(\frac{a}{k} + q\right) \times \cos\psi$; $A_2 = nmab + \left(\frac{a}{k} + q\right)\left(\frac{b}{k} - q\right)nJ_3 + nmh\left(\frac{2ab}{k} + (b - a)q\right)\cos\psi$; $A_3 = J_2 + nmb^2 + \left(\frac{b}{k} + q\right)^2 nJ_3 + 2nmbh\left(\frac{b}{k} - q\right)\cos\psi$; $\psi = q(\alpha - \beta)$; $k = a + b$; J_1, J_2 — моменты инерции ведущего звена и реактора соответственно; nJ_3 — суммарный момент инерции неуравновешенных звеньев относительно геометрического центра; nm — суммарная масса неуравновешенных звеньев; h — расстояние между геометрическим центром и центром масс неуравновешенного звена; a, b, q —параметры импульсного механизма.

Проблема заключается в том, что жесткая схема является системой переменной структуры, значения некоторых физических величин меняются ступенчато в течение цикла работы трансформатора и описываются кусочно-линейными функциями. Поэтому при составлении математической модели дифференциальные уравнения движения трансформатора строят по участкам [1, 4]. Для жесткой схемы различают участки разгона реактора, совместного движения реактора и ведомого звена, торможения реактора и стопового режима реактора.

На участке разгона реактора система дифференциальных уравнений имеет вид:

$$\begin{cases} A_1\ddot{\alpha} + A_2\ddot{\beta} + A_4(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 + A_6\dot{\beta}^2 = M_д; \\ A_2\ddot{\alpha} + A_3\ddot{\beta} + A_5(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 - A_6\dot{\alpha}^2 = 0; \\ J_4\ddot{\gamma} = -M_с, \end{cases} \quad (2)$$

где $A_4 = -nmah\left(\frac{a}{k} + q\right)q\sin\psi$; $A_5 = nmbh\left(\frac{b}{k} - q\right)q\sin\psi$; $A_6 = nmkhq\sin\psi$; J_4 — момент инерции ведомого звена; $M_д$, $M_с$ —моменты двигателя и сопротивления соответственно.

Условием перехода на участок совместного движения реактора и ведомого звена является достижение реактором угловой скорости ведомого звена. Этот участок описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} A_1\ddot{\alpha} + A_2\ddot{\beta} + A_4(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 + A_6\dot{\beta}^2 = M_д; \\ A_2\ddot{\alpha} + (A_3 + J_4)\ddot{\beta} + A_5(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 - A_6\dot{\alpha}^2 = -M_с; \\ \dot{\gamma} = \dot{\beta}. \end{cases} \quad (3)$$

Условием перехода на участок торможения реактора является достижение углом поворота ψ значения π. Система дифференциальных уравнений движения трансформатора на этом участке запишется так:

$$\begin{cases} A_1\ddot{\alpha} + A_2\ddot{\beta} + A_4(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 + A_6\dot{\beta}^2 = M_д; \\ A_2\ddot{\alpha} + A_3\ddot{\beta} + A_5(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 - A_6\dot{\alpha}^2 = 0; \\ J_4\ddot{\gamma} = -M_с. \end{cases} \quad (4)$$

Условием перехода на столовый режим является остановка реактора. Этот участок описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} A_1\ddot{\alpha} + A_4\dot{\alpha}^2 = M_д; \\ \dot{\beta} = 0; \\ J_4\ddot{\gamma} = -M_с. \end{cases} \quad (5)$$

Условием перехода на участок разгона реактора является достижение углом поворота ψ значения 2π.

Дифференциальные уравнения (2)÷(5) являются нелинейными и не допускают точных методов решения. Поэтому на практике эти уравнения решаются с помощью приближенных методов, а затем с помощью метода припасовывания "сшиваются" по границам участков. Конечные значения переменных для каждого участка являются начальными значениями для следующего участка. При этом процедура решения дифференциальных уравнений является громоздкой, что препятствует получению решения для всего цикла работы трансформатора, построению периодических и квазипериодических решений, применению численных методов на компьютерной основе и затрудняет интерпретацию результатов. Отмеченные трудности заставляют исследователей искать возможности совершенствования математических моделей трансформатора, пути для более эффективного анализа его работы.

В данной работе рассматривается метод, дающий возможность объединить системы дифференциальных уравнений по участкам в одну систему, описать цикл работы трансформатора с помощью лишь одной системы, что позволяет резко сжать математические модели трансформатора для жесткой и упругой схем, значительно упростить решение уравнений движения инерционного трансформатора и анализ этого решения.

Основная идея рассматриваемого метода заключается в том, что переход от участка к участку можно рассматривать как ступенчатое изменение значений моментов инерции реактора, ведомого звена и действующего момента сопротивления. Так, переход от участка разгона реактора к участку совместного движения с ведомым звеном можно рассматривать как ступенчатое изменение момента инерции реактора за счет добавления момента инерции ведомого звена со ступенчатым изменением момента сопротивления. На участке разгона реактора момент сопротивления, действующий на реактор, равен нулю. При переходе на участок совместного движения реактор и ведомое звено можно рассматривать как одно целое с действующим на ведомое звено моментом сопротивления. Стоповый режим реактора можно рассматривать с позиций участков разгона и торможения реактора при бесконечном значении его момента инерции. На практике бесконечное значение момента инерции реактора можно смоделировать, задав достаточно большое конкретное значение $J_б$ этого момента. Дифференциальные уравнения движения ведомого звена также можно рассматривать как единые в течение всего цикла работы трансформатора со ступенчатым изменением момента инерции ведомого звена и действующего на звено момента сопротивления, а также с учетом равенства угловых скоростей и ускорений при совместном движении реактора и ведомого звена.

Для упрощения иллюстрации применения рассматриваемого метода примем допущение о неизменности угловой скорости ведущего звена

($\dot{\alpha} = \omega \equiv \text{const}$) [5]. Это допущение основано на том, что обычно момент инерции ведущего звена значительно превышает моменты инерции остальных звеньев инерционного трансформатора. При этом ведущее звено выполняет функции маховика, обеспечивая стабильность своей угловой скорости. Данное допущение не является обязательным для применения рассматриваемого метода сжатия математической модели трансформатора в одну систему дифференциальных уравнений, но позволяет с большей наглядностью продемонстрировать реализацию этого метода.

При условии постоянства угловой скорости ведущего звена можно понизить порядок систем (2)—(5), которые соответственно примут вид:

$$\begin{cases} A_3\ddot{\beta} + A_5(\omega - \dot{\beta})^2 - A_6\omega^2 = 0; \\ J_4\ddot{\gamma} = -M_c. \end{cases} \quad (2^*)$$

$$\begin{cases} (J_4 + A_3)\ddot{\beta} + A_5(\omega - \dot{\beta})^2 - A_6\omega^2 = -M_c; \\ \dot{\gamma} = \dot{\beta}. \end{cases} \quad (3^*)$$

$$\begin{cases} A_3\ddot{\beta} + A_5(\omega - \dot{\beta})^2 - A_6\omega^2 = 0; \\ J_4\ddot{\gamma} = -M_c; \end{cases} \quad (4^*)$$

$$\begin{cases} \dot{\beta} = 0; \\ J_4\ddot{\gamma} = -M_c. \end{cases} \quad (5^*)$$

Ступенчатое изменение параметров инерционного трансформатора можно описать с помощью функции Хевисайда [6]. Так, например, изменение момента инерции реактора в пограничных состояниях между режимами разгона, торможения и стоповым можно описать добавлением к моменту инерции реактора двух слагаемых $J_б\Phi(-\dot{\beta}) + J_4\Phi(\dot{\beta} - \dot{\gamma})$, где $\Phi(x)$ — функция Хевисайда. Обозначим эту сумму через добавленный приведенный момент инерции $J_{2пр}$ реактора. Графически изменение этого момента инерции в зависимости от переменных $\dot{\beta}$ и $\dot{\gamma}$ показано на рис. 1, *а*. Значения переменных по осям координат соответствуют индексному представлению этих переменных в программе MarhCAD.

Приведенный момент сопротивления $M_{с.пр}$, действующий на реактор, может быть описан с помощью выражения $M_c\Phi(\dot{\beta} - \dot{\gamma})$. Графически изменение этого момента в зависимости от переменных $\dot{\beta}$ и $\dot{\gamma}$ представлено на рис. 1, *б*.

Более сложно описать правую часть уравнения, соответствующего движению ведомого звена, так как приходится учитывать переход от самостоятельного движения ведомого звена к совместному движению ведомого звена и реактора, при котором законы их движения совпадают. Описать этот переход можно с помощью приведенного момента сопротивления M_{c1}, определяемого выражением вида $-M_c\Phi(\dot{\gamma} - \dot{\beta}) + J_4\ddot{\beta}\Phi(\dot{\beta} - \dot{\gamma})$. Графически изменение этого момента в зависимости от разности $\dot{\gamma} - \dot{\beta}$ и углового ускорения $\ddot{\beta}$ показано на рис. 1, *в*.

Применяя введенные выражения, можно заменить системы (2*)÷(5*) одной системой двух дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} (J_б\Phi(-\dot{\beta}) + J_4\Phi(\dot{\beta} - \dot{\gamma}) + A_3)\ddot{\beta} + \\ + A_5(\omega - \dot{\beta})^2 - A_6\omega^2 = -M_c\Phi(\dot{\beta} - \dot{\gamma}); \\ J_4\ddot{\gamma} = -M_c\Phi(\dot{\gamma} - \dot{\beta}) + J_4\ddot{\beta}\Phi(\dot{\beta} - \dot{\gamma}). \end{cases} \quad (6)$$

Решая уравнения системы (6) относительно старших производных, получим систему вида:

$$\begin{cases} \ddot{\beta} = \dfrac{M_c\Phi(\dot{\beta} - \dot{\gamma}) - A_5(\omega - \dot{\beta})^2 + A_6\omega^2}{J_б\Phi(-\dot{\beta}) + J_4(\dot{\beta} - \dot{\gamma}) + A_3}; \\ \ddot{\gamma} = -\dfrac{M_c}{J_4}\Phi(\dot{\gamma} - \dot{\beta}) + \\ + \dfrac{(M_c\Phi(\dot{\beta} - \dot{\gamma}) - A_5(\omega - \dot{\beta})^2 + A_6\omega^2)\Phi(\dot{\beta} - \dot{\gamma})}{J_б\Phi(-\dot{\beta}) + J_4(\dot{\beta} - \dot{\gamma}) + A_3}. \end{cases} \quad (7)$$

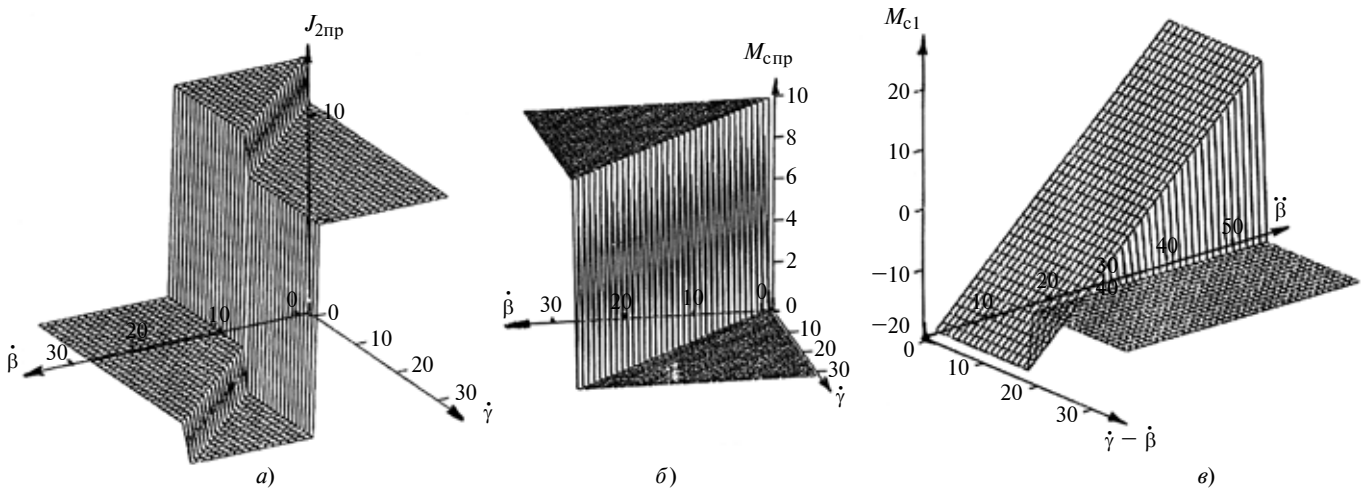


Рис. 1. Изменение добавленного приведенного момента инерции реактора (*а*) и приведенных моментов сопротивлений (*б*, *в*) в зависимости от параметров $\dot{\beta}$, $\dot{\gamma}$ (*а*, *б*) и $\ddot{\beta}$, $\dot{\gamma} - \dot{\beta}$ (*в*)

Произведя замены $z = \dot{\beta}$ и $g = \dot{\gamma}$ запишем систему (7) в виде нормальной системы дифференциальных уравнений четвертого порядка, пригодной для решения методом Рунге—Кутта с помощью компьютерной программы MathCAD:

$$\begin{cases} \dot{z} = \dfrac{M_c\Phi(z-g) - A_5(\omega - z)^2 + A_6\omega^2}{J_б\Phi(-z) + J_4(z-g) + A_3}; \\ \dot{g} = -\dfrac{M_c}{J_4}\Phi(g - z) + \\ + \dfrac{(M_c\Phi(z-g) - A_5(\omega - z)^2 + A_6\omega^2)\Phi(z-g)}{J_б\Phi(-z) + J_4\Phi(z-g) + A_3}; \\ \dot{\beta} = z; \\ \dot{\gamma} = g. \end{cases} \quad (8)$$

Графики угловых скоростей реактора ($\dot{\beta}$) и ведомого звена ($\dot{\gamma}$) в зависимости от времени t в течение цикла представлены на рис. 2. Проверка построения решения с помощью предложенной модели, состоящей всего из одной системы дифференциальных уравнений, и решения, полученного традиционным методом с помощью "сшивания" по границам участков решений нескольких систем, показывает высокую сходимость результатов.

На рис. 3 изображены графики угловых скоростей реактора импульсного механизма (*а*) и ведомого звена (*б*) в течение цикла, полученные с помощью предложенной модели (сплошная линия) и традиционным методом (штриховая линия) с построением систем дифференциальных уравнений и их решением по участкам и с последующим "сшиванием" решений на границах участков. Как видим, результаты практически не отличаются. При этом предложенная модель состоит лишь из одной системы, для которой начальные условия требуются лишь в начальный момент времени, что является большим преимуществом при построении периодических решений.

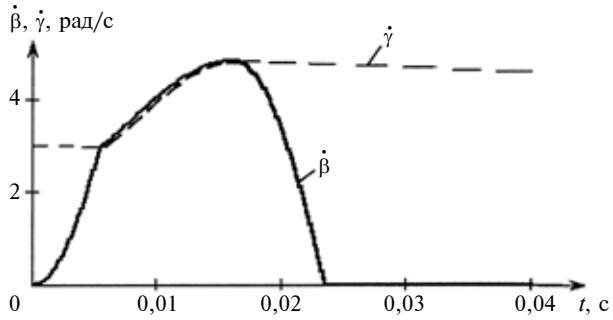


Рис. 2. Графики изменения угловых скоростей реактора ($\dot{\beta}$) и ведомого звена ($\dot{\gamma}$) во времени

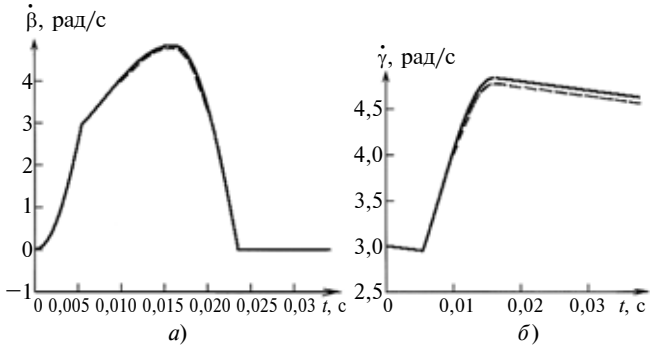


Рис. 3. Сравнение решений для угловых скоростей реактора (*а*) и ведомого звена трансформатора (*б*)

Ниже приведен пример решения системы дифференциальных уравнений (8) методом Рунге—Кутта с использованием компьютерной программы MathCAD Professional при исходных данных: $J_1 = 4{,}1$ кг · м^2; $J_2 = 0{,}53$ кг · м^2; $nJ_3 = 0{,}052$ кг · м^2; $J_4 = 2$ кг · м^2; $J_б = 1000$ кг · м^2; $nm = 10{,}5$ кг; $a = 0{,}06$ м; $b = 0{,}03$ м; $h = 0{,}02$ м; $q = 4/3$; $M_c = 20$ Н · м; $\omega = 150$ рад/с.

Численное решение системы дифференциальных уравнений (8)

$t = 0 \quad \beta = 0 \quad \gamma = 0 \quad \frac{d}{dt}\beta = 0 \quad \frac{d}{dt}\gamma = 3$ Начальные условия для углов поворота и угловых скоростей реактора и ведомого звена

Решение системы дифференциальных уравнений с помощью функции rkfixed

$Y := \begin{pmatrix} 0 \\ 3 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$ Вектор начальных значений

Временной интервал для численных расчетов:

N: = 50000 Число шагов для численных расчетов

tn: = 0 Начальный момент времени

tk: = 0.04 Конечный момент времени

Вектор D содержит дифференциальные уравнения

$$D(t, Y) := \begin{bmatrix} \dfrac{-M_c\Phi(Y_0-Y_1)-a_5\cdot(\omega-Y_0)^2\cdot\sin[q\cdot(\omega\cdot t-Y_2)]+a_6\cdot\omega^2\cdot\sin[q\cdot(\omega\cdot t-Y_2)]}{B_3+b_3\cdot\cos[q\cdot(\omega\cdot t-Y_2)]+J_4\cdot\Phi(Y_0-Y_1)+J_б\cdot\Phi(-Y_0)} \\ \dfrac{\begin{bmatrix}-M_c\cdot(1-\Phi(Y_0-Y_1))-a_5\cdot(\omega-Y_0)^2\cdot\sin[q\cdot(\omega\cdot t-Y_2)]\ldots \\ +\,a_6\cdot\omega^2\cdot\sin[q\cdot(\omega\cdot t-Y_2)]\end{bmatrix}\cdot(1-\Phi(Y_1-Y_0))}{B_3+b_3\cdot\cos[q\cdot(\omega\cdot t-Y_2)]+J_4\cdot\Phi(Y_0-Y_1)+J_б\cdot\Phi(-Y_0)} \\ +\dfrac{M_c\cdot\Phi(Y_1-Y_0)}{J_4} \\ Y_0 \\ Y_1 \end{bmatrix}$$

Z: = rkfixed(Y, tn, tk, N − 1, D)

Вместо функций Хевисайда в системах (6)—(8) можно использовать функцию сигнум, воспользовавшись переходом $\Phi(x) = \dfrac{1+\mathrm{sign}(x)}{2}$. Проверка численного решения, выполненного с помощью компьютерной программы MathCAD, показывает, что результаты расчетов при этом полностью совпадают с результатами, полученными с применением функции Хевисайда. Функции Хевисайда и сигнум являются кусочно-линейными и не позволяют построить математическую модель инерционного трансформатора лишь на основе аналитических функций. Такую возможность предоставляет аппроксимация функции Хевисайда с помощью непрерывной функции $\Phi(x) \approx 0{,}5[1 + \mathrm{th}(Nx)] = \dfrac{1}{1+e^{-2Nx}}$, где $\mathrm{th}(Nx)$ — гиперболический тангенс, при достаточно большом значении коэффициента N. В качестве этого коэффициента можно использовать величину $J_б$, что позволит избежать введения новых величин. В этом случае система (6) примет вид:

$$\begin{cases} [J_б(1+\mathrm{th}(-J_б\dot\beta))+J_4(1+\mathrm{th}(J_б(\dot\beta-\dot\gamma)))+ \\ +\,2A_3]\ddot\beta+2A_5(\omega-\dot\beta)^2-2A_6\omega^2= \\ =-M_c[1+\mathrm{th}(J_б(\dot\beta-\dot\gamma))]; \\ J_4\ddot\gamma=-0{,}5M_c[1+\mathrm{th}(J_б(\dot\gamma-\dot\beta))]+ \\ +\,0{,}5J_4\ddot\beta[1+\mathrm{th}(J_б(\dot\beta-\dot\gamma))]. \end{cases} \quad (9)$$

Переход к системе дифференциальных уравнений лишь на основе аналитических функций в ряде случаев приводит к более удобному проведению анализа и построению решений, в том числе и периодических.

Функцию Хевисайда можно также заменить непрерывной функцией, используя соотношение $\Phi(x) = \lim\limits_{N\to\infty}\left(\dfrac{1}{2}+\dfrac{1}{\pi}\mathrm{arctg}(Nx)\right)$.

На рис. 4 приведены графики изменения угловых скоростей реактора ($\dot\beta$) и ведомого звена ($\dot\gamma$) в течение цикла, полученные численными методами с помощью программы MathCAD. Математическая модель представляет собой лишь одну систему дифференциальных уравнений. Сплошные линии (толстая и тонкая) соответствуют применению функции Хевисайда (или функции сигнум), штриховые — аппроксимации посредством гиперболического тангенса, штрихпунктирные — аппроксимации посредством арктангенса. Как видим из рис. 4, аппроксимация посредством гиперболического тангенса практически точно соответствует решению математической модели с применением функции Хевисайда. Решение на основе аппроксимации посредством арктангенса имеет относительно большую погрешность, которую можно уменьшить, увеличив значение $J_б$.

Для приближения функции Хевисайда в качестве непрерывной функции можно использовать функцию ошибок $\mathrm{erf}(x) = \dfrac{2}{\sqrt{\pi}}\int\limits_0^x \exp(-x^2)\mathrm{d}x$. При-

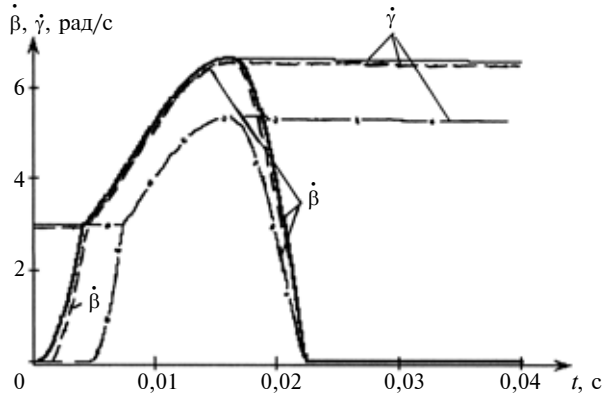


Рис. 4. Графики изменения угловых скоростей реактора ($\dot\beta$) и ведомого звена ($\dot\gamma$) во времени, полученные с помощью программы MathCAD

ближение в этом случае имеет вид $P(x) = 0{,}5 \lim\limits_{N \to \infty} (1 + \mathrm{erf}(Nx))$.

Для аппроксимации кусочно-линейных функций непрерывными функциями можно также воспользоваться процедурой, предложенной автором, $f(x) = \frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} A(A(A(A(x))))$, где $A(x) = \frac{\pi}{2} \sin x$. Эта функция приближает функцию Хевисайда, причем точность приближения возрастает с увеличением числа вложенных функций $A(x)$. Существуют и другие возможности аппроксимации используемых ступенчатых функций аналитическими зависимостями.

При переменной угловой скорости $\dot{\alpha}$ ведущего звена системы (2)÷(5) дифференциальных уравнений, описывающих динамику инерционного трансформатора в течение цикла, можно заменить лишь одной системой:

$$\begin{cases} A_1\ddot{\alpha} + A_2\ddot{\beta} + A_4(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 + A_6\dot{\beta}^2 = M_д; \\ A_2\ddot{\alpha} + (J_6\Phi(-\dot{\beta}) + J_4\Phi(\dot{\beta} - \dot{\gamma}) + A_3)\ddot{\beta} + \\ + A_5(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 - A_6\dot{\alpha}^2 = -M_c\Phi(\dot{\beta} - \dot{\gamma}); \\ J_4\ddot{\gamma} = -M_c\Phi(\dot{\gamma} - \dot{\beta}) + J_4\ddot{\beta}\Phi(\dot{\beta} - \dot{\gamma}). \end{cases}$$

Особый интерес представляет применение указанного подхода к совершенствованию математической модели упругой схемы инерционного трансформатора. Сжатие математической модели для трансформаторов, выполненных не только по жесткой схеме, но и по упругой, показывает универсальность подхода, рассмотренного в данной статье, возможность его применения для самых разнообразных схем и моделей автоматических бесступенчатых передач переменной структуры.

Упругой модели в отличие от жесткой свойственны: нелинейные колебания реактора на режиме заторможенного ведомого звена; участки накопления и отдачи потенциальной энергии упругими элементами на режиме трансформации момента; различные законы движения реактора и ведомого звена на участке их совместного движения; большее число степеней свободы и другие особенности [1].

На участке накопления энергии упругими элементами корпусного механизма свободного хода (МСХ) и отдачи ее при разгоне реактора уравнения движения имеют вид:

$$\begin{cases} A_1\ddot{\alpha} + A_2\ddot{\beta} + A_4(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 + A_6\dot{\beta}^2 = M_д; \\ A_2\ddot{\alpha} + (A_3 + J_{01})\ddot{\beta} + A_5(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 - A_6\dot{\alpha}^2 = \\ = -U_1\nu - k_c\dot{\nu}; \\ \ddot{\nu} = \ddot{\beta}; \\ J_{02}\ddot{\delta} = -U_2(\delta - \gamma) - k_c\dot{\delta}; \\ J_4\ddot{\gamma} = -M_c + U_2(\delta - \gamma), \end{cases} \tag{10}$$

где ν, δ — углы поворота наружных обойм соответственно корпусного и выходного МСХ; J_{01}, J_{02} — моменты инерции наружных обойм соответственно корпусного и выходного МСХ и приведенных в ним масс соединительных деталей и упругих элементов; U_1, U_2 — жесткости упругих элементов соответственно корпусного и выходного МСХ; k_c — коэффициент, определяющий сопротивление движению наружных обойм МСХ.

На участках разгона и торможения реактора уравнения движения имеют вид:

$$\begin{cases} A_1\ddot{\alpha} + A_2\ddot{\beta} + A_4(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 + A_6\dot{\beta}^2 = M_д; \\ A_2\ddot{\alpha} + A_3\ddot{\beta} + A_5(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 - A_6\dot{\alpha}^2 = 0; \\ J_{01}\ddot{\nu} = -U_1\nu - k_c\dot{\nu}; \\ J_{02}\ddot{\delta} = -U_2(\delta - \gamma) = k_c\dot{\delta}; \\ J_4\ddot{\gamma} = -M_c + U_2(\delta - \gamma). \end{cases} \tag{11}$$

На участке совместного движения реактора и ведомого звена и на режиме динамической муфты уравнения движения принимают вид:

$$\begin{cases} A_1\ddot{\alpha} + A_2\ddot{\beta} + A_4(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 + A_6\dot{\beta}^2 = M_д; \\ A_2\ddot{\alpha} + (A_3 + J_{02})\ddot{\beta} + A_5(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 - A_6\dot{\alpha}^2 = \\ = -U_2(\delta - \gamma) - k_c\dot{\delta}; \\ J_{01}\ddot{\nu} = -U_1\nu - k_c\dot{\nu}; \\ \ddot{\delta} = \ddot{\beta}; \\ J_4\ddot{\gamma} = -M_c + U_2(\delta - \gamma). \end{cases} \tag{12}$$

На участке совместного движения реактора и ведомого звена при действии корпусных упругих элементов уравнения движения представляют собой систему:

$$\begin{cases} A_1\ddot{\alpha} + A_2\ddot{\beta} + A_4(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 + A_6\dot{\beta}^2 = M_д; \\ A_2\ddot{\alpha} + (A_3 + J_{01} + J_{02})\ddot{\beta} + A_5(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 - \\ - A_6\dot{\alpha}^2 = -U_1\nu - k_c\dot{\nu} - U_2(\delta - \gamma) - k_c\dot{\delta}; \\ \ddot{\nu} = \ddot{\beta}; \\ \ddot{\delta} = \ddot{\beta}; \\ J_4\ddot{\gamma} = -M_c + U_2(\delta - \gamma). \end{cases} \tag{13}$$

Применяя предложенный подход для совершенствования математических моделей и используя аналитическую функцию $H(x) = 0{,}5[1 + \mathrm{th}(Nx)]$, системы (10)—(13) можно свести к одной системе дифференциальных уравнений, включающих лишь аналитические функции:

$$\begin{cases} A_1\ddot{\alpha} + A_2\ddot{\beta} + A_4(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 + A_6\dot{\beta}^2 = M_д; \\ A_2\ddot{\alpha} + (A_3 + J_{01}H(\dot{\nu} - \dot{\beta}) + J_{02}H(\dot{\beta} - \dot{\delta}))\ddot{\beta} + \\ + A_5(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 - A_6\dot{\alpha}^2 = -(U_1\nu + k_c\dot{\nu}) \times \\ \times H(\dot{\nu} - \dot{\beta}) - (U_2(\delta - \gamma) + k_c\dot{\delta})H(\dot{\beta} - \dot{\delta}); \\ J_{01}\ddot{\nu} = J_{01}\ddot{\beta}H(\dot{\nu} - \dot{\beta}) - (U_1\nu + k_c\dot{\nu})H(\dot{\beta} - \dot{\nu}); \\ J_{02}\ddot{\delta} = J_{02}\ddot{\beta}H(\dot{\beta} - \dot{\delta}) - (U_2(\delta - \gamma) + k_c\dot{\delta}) \times \\ \times H(\dot{\delta} - \dot{\beta}); \\ J_4\ddot{\gamma} = -M_c + U_2(\delta - \gamma)H(\dot{\beta} - \dot{\delta}). \end{cases} \tag{14}$$

Использование аналитических зависимостей позволяет приблизить математическую модель к реальному процессу, так как в реальности скачкообразные изменения параметров системы происходят не мгновенно, а в течение хоть и малого, но не нулевого интервала времени.

Система (14) имеет десятый порядок, но при допущении $\dot{\alpha} \equiv \text{const}$ эта система преобразуется в систему дифференциальных уравнений восьмого порядка:

$$\begin{cases} (A_3 + J_{01}H(\dot{\nu} - \dot{\beta}) + J_{02}H(\dot{\beta} - \dot{\delta}))\ddot{\beta} + \\ + A_5(\omega - \dot{\beta})^2 - A_6\omega^2 = -(U_1\nu + k_c\dot{\nu}) \times \\ \times H(\dot{\nu} - \dot{\beta}) - U_2(\delta - \gamma) + k_c\delta)H(\dot{\beta} - \dot{\delta}); \\ J_{01}\ddot{\nu} = J_{01}\ddot{\beta}H(\dot{\nu} - \dot{\beta}) - (U_1\nu + k_c\dot{\nu})H(\dot{\beta} - \dot{\nu}); \\ J_{02}\ddot{\delta} = J_{02}\ddot{\beta}H(\dot{\beta} - \dot{\delta}) - (U_2(\delta - \gamma) + \\ + k_c\dot{\delta})H(\dot{\delta} - \dot{\beta}); \\ J_4\ddot{\gamma} = -M_c + U_2(\delta - \gamma)H(\dot{\beta} - \dot{\delta}). \end{cases} \quad (15)$$

Решим систему (15) относительно старших производных и проведя замены $z = \dot{\beta}$, $p = \dot{\nu}$, $q = \dot{\delta}$ и $g = \dot{\gamma}$, приведем систему к виду, допускающему ее интегрирование численными методами с помощью программы MathCAD Profissional:

$$\begin{cases} \dot{z} = \\ = \dfrac{-(U_1\nu + k_c p)H(p - z) - (U_2(\delta - \gamma) + k_c q)H(z - q) - A_5(\omega - z)^2 + A_6\omega^2}{A_3 + J_{01}H(p - z) + J_{02}H(z - q)}; \\ \dot{p} = \dfrac{A_6\omega^2 - (U_1\nu + k_c p)H(p - z) - U_2(\delta - \gamma)H(z - q) - A_5(\omega - z)^2}{A_3 + J_{01}H(p - z) + J_{02}H(z - q)} \times \\ \times H(p - z) - \dfrac{U_1\nu + k_c p}{J_{01}}H(z - p); \\ \dot{q} = \dfrac{A_6\omega^2 - (U_1\nu + k_c p)H(p - z) - (U_2(\delta - \gamma) + k_c q)H(z - q) - A_5(\omega - z)^2}{A_3 + J_{01}H(p - z) + J_{02}H(z - q)} \times \\ \times H(z - q) - \dfrac{U_2(\delta - \gamma) + k_c q}{J_{02}}H(q - z); \\ \dot{g} = \dfrac{-M_c + U_2(\delta - \gamma)H(z - q)}{J_4}; \\ \dot{\beta} = z; \\ \dot{\nu} = p; \\ \dot{\delta} = q; \\ \dot{\gamma} = g. \end{cases}$$

Графики решений последней системы методом Рунге—Кутта приведены на рис. 5. Все зависимости являются функциями времени t. Сплошной толстой линией показана зависимость угловой скорости $\dot{\beta}$ реактора, сплошной — угловой скорости $\dot{\nu}$ наружной обоймы корпусного МСХ, штриховой — угловой скорости $\dot{\delta}$ наружной обоймы выходного МСХ, штрихпунктирной — ведомого звена.

На рис. 6 показаны траектории в фазовом пространстве (зависимости угловых скоростей от углов поворота) для каждого звена упругой модели инер-

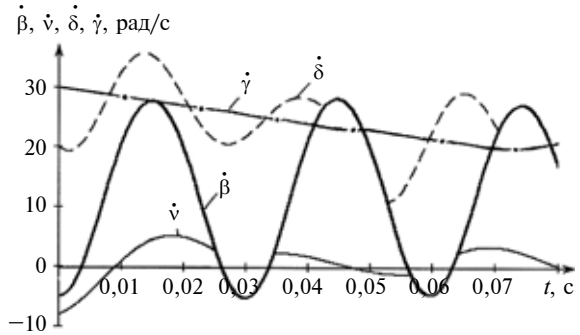


Рис. 5. Графики изменения угловых скоростей звеньев упругой модели трансформатора во времени

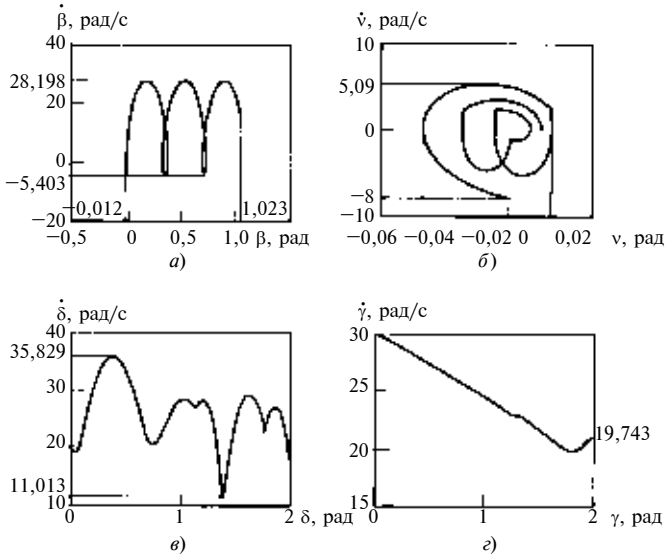


Рис. 6. Фазовые траектории звеньев упругой модели инерционного трансформатора

ционного трансформатора: для реактора (*а*); наружной обоймы корпусного МСХ (*б*); наружной обоймы выходного МСХ (*в*); ведомого звена (*г*).

Устойчивое движение звеньев инерционного трансформатора, выполненного по упругой модели, является квазипериодическим. Вследствие наличия упругих элементов абсолютно точное совпадение значений угловых скоростей и циклических составляющих углов поворота звеньев инерционного трансформатора в начале и в конце цикла практически невозможно. Эти значения хоть и на относительно небольшую величину, но будут отличаться. На рис. 5 данные отличия значений хорошо прослеживаются на графиках угловых скоростей наружных обойм корпусного и выходного МСХ. Аттракторы для упругой модели инерционного трансформатора имеют форму деформированного тора.

Рассмотренный в статье подход к совершенствованию математических моделей является достаточно универсальным. Его можно применить к широкому классу машин и механизмов с переменной структурой. Этот подход можно использовать для сжатия математических моделей не только инерци-

онных трансформаторов вращающего момента, но и импульсных вариаторов, различных устройств, конструкции которых содержат механизмы свободного хода. Он будет полезен даже для описания динамики таких машин и механизмов, как, например, двигатели внутреннего сгорания. Главное преимущество такого подхода заключается в возможности описания динамического процесса не по участкам, а в целом в течение цикла или даже нескольких циклов, несмотря на то, что динамический процесс имеет ярко выраженные участки с различными динамическими характеристиками. При этом весь цикл можно описать лишь одной системой дифференциальных уравнений с помощью разрывных функций с возможностью аппроксимации этих функций аналитическими зависимостями.

Выводы

1. Общепринятые математические модели жесткой и упругой схем инерционного трансформатора вращающего момента представляют собой совокупность существенно-нелинейных систем дифференциальных уравнений с необходимостью дальнейшего решения этих систем по участкам и "сшивания" полученных решений по границам участков. Решения этих систем и их анализ при этом значительно затруднены, так как требуют постоянного мониторинга условий перехода от участка к участку. Рассмотренный в статье подход позволяет сжать математические модели трансформатора, представить их в виде одной системы дифференциальных уравнений, с необходимостью задания начальных условий только в момент начала цикла. При этом математические модели значительно упрощаются, что приводит к более простому их решению, анализу, построению фазовых траекторий, включая получение периодических решений.

2. Сжатие математических моделей инерционного трансформатора осуществляется посредством кусочно-линейных функций, но возможны дальнейшая аппроксимация и построение математических моделей на основе лишь аналитических функций. При этом можно использовать для совершенствования моделей различные математические функции: тригонометрические, гиперболические, экспоненциальные, а также вложенные функции на основе композиции.

3. Предложенный метод является универсальным и применим к исследованию динамики многих машин, устройств и механизмов с переменной структурой, имеющих в процессе работы различные динамические характеристики (массы, моменты инерции, силы, крутящие моменты, моменты сопротивлений и т. д.). Устойчивое движение звеньев таких систем не обязательно должно являться периодическим. В случае квазипериодических и сложных движений применение рассмотренного подхода также возможно.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Леонов А. И.** Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. М.: Машиностроение, 1978. 224 с.
2. **Благонравов А. А.** Механические бесступенчатые передачи. Екатеринбург: УрО РАН, 2004. 202 с.
3. **Никитин Н. Н.** Курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 2003. 719 с.
4. **Баженов С. П., Блюмин С. Л., Галкин А. В.** Задача оптимизации рабочего процесса инерционного трансформатора вращающего момента // Успехи современного естествознания. 2006. № 6. С. 20, 21.
5. **Полецкий А. Т., Васин Г. Г.** К интегрированию уравнений инерционного трансформатора момента // Динамика машин. М.: Машиностроение, 1969. С. 64—69.
6. **Корн Г., Корн Т.** Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1973. 832 с.

УДК 621.824.3:69.058.8

В. И. ПОРЯДКОВ, канд. техн. наук (МГТУ МАМИ), тел.: (495) 435-37-85

Динамика коленчатого вала автомобильного двигателя, определяемая условиями распространения нагруженности

Представлены результаты исследования поведения одной из динамических компонент в связи с учетом фактора распространения нагруженности по сопряженным участкам коленчатого вала автомобильного двигателя.

Ключевые слова: коленчатый вал, динамика, поток мощности, распространение нагруженности.

Investigation results of behavior of one from dynamic components in connection with accounting the terms of loading distribution along conjugate parts of the automobile engine's crankshaft have been presented.

Keywords: crankshaft, dynamics, power flow, terms of loading distribution.

Сегодня большое внимание уделяется исследованию крутильных колебаний коленчатых валов автомобильных двигателей, обусловленных снижением гармонической составляющей крутящего момента в результате их форсирования, что приводит к ее резонансу с собственной частотой колебаний вала на скоростных режимах работы двигателя. Кроме того, форсирование двигателей сопровождается ростом амплитуд гармонических составляющих крутящего момента одного порядка, что при-

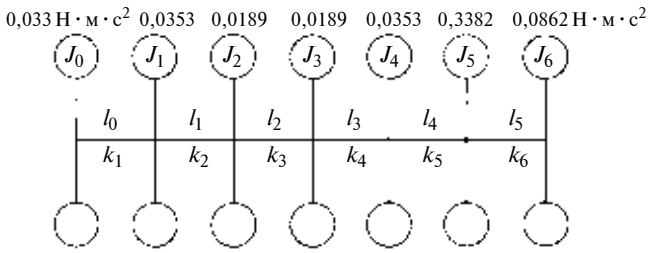


Таблица 1

Нагрузочно-скоростная характеристика двигателя

Частота вращения коленчатого вала n, мин$^{-1}$	Эффективная мощность N_e, кВт	Эффективный крутящий момент M_e, Н · м	Угловая скорость коленчатого вала ω, с$^{-1}$
1000	36,775	360	104,6
1500	66,195	410	157,0
2000	92,936	430	209,3
2500	117,680	450	261,6
3000	139,745	450	314,0
3500	154,455	430	366,3
4000	161,810	410	481,6
4500	158,133	350	471,0
5000	154,455	340	523,0

водит к большей зависимости прочности деталей от напряжений, возникающих в коленчатом валу от крутильных колебаний. Поэтому на современных двигателях все чаще устанавливают дополнительные устройства, такие, например, как противовесы, демпферы и пр.

При разработке методов и устройств для снижения амплитуд крутильных колебаний возникают трудности в получении устойчивых характеристик исследуемого объекта. Кроме того, следует учитывать широкий диапазон режимов работы двигателя, сложное воздействие возмущающего момента и различное размещение отдельных элементов конструкции. Поэтому выбор оптимальных параметров коленчатого вала для конкретного двигателя окончательно осуществляется экспериментальным путем. Предварительное же определение исходных данных для экспериментальных моделей и способов изменения их характеристик требует аналитических исследований. Таким образом, возникает необходимость в разработке метода расчета коленчатого вала с учетом скорости распространения нагруженности по смежным участкам объекта.

При выборе расчетно-нагрузочных режимов работы коленчатого вала предполагается, что коленчатый вал используется на автомобиле с карбюраторным двигателем, данные нагрузочно-скоростной характеристики которого представлены в табл. 1.

Динамическая модель коленчатого вала (рисунок) [1] включает в себя семь маховых масс (дисков) с моментами инерции J_0—J_6. На рисунке приведены также коэффициенты жесткости k_i и длины l_i участков между элементами динамической модели коленчатого вала.

Система дифференциальных уравнений, описывающая крутильные колебания упругой системы в соответствии с исследуемой динамической системой, имеет вид:

$$\begin{cases} J_1\ddot{\varphi}_1 + k_1(\varphi_1 - \varphi_2) = M_1\sin\omega t; \\ J_2\ddot{\varphi}_2 - k_1(\varphi_1 - \varphi_2) + k_2(\varphi_2 - \varphi_3) = M_2\sin\omega t; \\ J_3\ddot{\varphi}_3 - k_2(\varphi_2 - \varphi_3) + k_3(\varphi_3 - \varphi_4) = M_3\sin\omega t; \\ J_4\ddot{\varphi}_4 - k_3(\varphi_3 - \varphi_4) + k_4(\varphi_4 - \varphi_5) = M_4\sin\omega t; \\ J_5\ddot{\varphi}_5 - k_4(\varphi_4 - \varphi_5) + k_5(\varphi_5 - \varphi_6) = 0; \\ J_6\ddot{\varphi}_6 - k_5(\varphi_5 - \varphi_6) = 0. \end{cases}$$

Подставив $\varphi_i = B_i\sin\omega t$, получим систему алгебраических уравнений в матричной форме:

$$[\mathrm{A}] \cdot [\mathrm{B}] = [\mathrm{M}], \qquad (1)$$

где

$$[\mathrm{A}] = \begin{bmatrix} k_1 - J_1\omega^2 & -k & & & & \\ -k_1 & k_1 + k_2 - J_2\omega^2 & -k_3 & & & \\ & -k_3 & k_2 + k_3 - J_3\omega^2 & -k_3 & & \\ & & -k_3 & k_3 + k_4 - J_4\omega^2 & -k_4 & \\ & & & -k_4 & k_4 + k_5 - J_5\omega^2 & -k_5 \\ & & & & -k_5 & k_5 - J_6\omega^2 \end{bmatrix}$$

$$[\mathrm{B}] = \begin{bmatrix} \mathrm{B}_1 \\ \mathrm{B}_2 \\ \mathrm{B}_3 \\ \mathrm{B}_4 \\ \mathrm{B}_5 \\ \mathrm{B}_6 \end{bmatrix}; \quad [\mathrm{M}] = \begin{bmatrix} \mathrm{M}_1 \\ \mathrm{M}_2 \\ \mathrm{M}_3 \\ \mathrm{M}_4 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

С учетом назначения исследуемой конструкции будем рассматривать только крутильное движение системы, используя приближенную теорию колебаний. В данном случае для функции крутящего момента используем уравнение Ш. О. Кулона [2]:

$$\left(v_{\Phi}^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} - \frac{\partial^2}{\partial t^2}\right)\varphi = f(x, t). \qquad (2)$$

Здесь $v_ф$ — фазовая скорость волн в элементе конструкции; φ — угол закручивания; x, t — соответственно пространственная и временна́я координаты;

$$f_1(x) = M_1\left[1 + a\frac{\partial f_1(x)}{\partial x} + v^2\frac{\partial^2 f_1(x)}{\partial x^2} + \ldots\right],$$

где $M_1 = \beta M_к$ [$\beta = (1 + K/U)^{-1}$, K и U — кинетическая и потенциальная энергии упругой системы; $M_к$ — крутящий момент на рабочем режиме]; $v = v_ф\sqrt{\varphi_1}$ $\left[v_ф = \sqrt{\frac{G}{\rho}};\ \varphi_1 = \frac{M_1 l}{GJ_p}\right]$; $a = \frac{v}{t}$; G — модуль сдвига материала; ρ — плотность; $l = \pi d^4/32$ — длина участка; J_p — полярный момент инерции сечения.

Решение системы уравнений (1) позволяет определить свойства конструкции и оценить ее динамические характеристики.

Используя основные положения волновой теории колебаний [3], получим следующее выражение для крутящего момента в сечении вала от установившихся бегущих волн кручения [4]: $M_1(1 + \omega l/v_ф)$.

Поскольку бегущие волны переносят основное количество энергии не с фазовыми, а с групповыми скоростями, то при существенной ее потере перенос энергии реализуется на скорости потока мощности [3]:

$$v = \beta\omega l/\varphi.$$

Таким образом, согласование потоков полной энергии на границах участков может привести к ослаблению отраженных от границ участков и, следовательно, к снижению накапливаемой потенциальной энергии и динамической нагрузки.

В реальных конструкциях на разных участках скорости распространения энергии различны (табл. 2), что на рабочих режимах двигателей приводит к отражению волн деформации на режиме крутильных колебаний от границ между такими элементами, накоплению на одном из них потенциальной энергии и выравниванию скоростей энергетических потоков. Однако это происходит вследствие повышения динамики на одном из участков вала. При этом увеличение динамической нагруженности будет пропорционально величине $\sqrt{U_1/U}$, где $U = 0{,}5M_к\varphi$ — номинальная потенциальная энергия; U_1 — потенциальная энергия, увеличенная в результате отражения волн деформации от границ участков.

Расчет динамической нагрузки выполняли для следующих режимов: $M_к = 360$ Н · м при $n = 1000$ мин$^{-1}$; $M_к = 450$ Н · м (максимальный крутящий момент) при $n = 3000$ мин$^{-1}$; $M_к = 410$ Н · м при $n = 4000$ мин$^{-1}$; $M_к = 340$ Н · м при $n = 5000$ мин$^{-1}$.

Таблица 2

Результаты расчетов показателей, определяющих динамику коленчатого вала

Показатель	Участок						
	l_0	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6
Длина участка, м	0,464	0,243	0,258	0,223	0,114	0,250	0,100
k_i, 10^5 Н · м	3,10	5,91	5,56	6,45	1,27	0,99	3,10
Z, Н · с	1,25	4,5	4,49	182	6,75	1,895	1,06
v, м/с	42	78	81	75	53	190	50
$v_ф$, м/с	1730	1450	1430	1050	262	266	1180
R*	1	0,57	0,0001	0,037	0,17	0,56	0,3

* Значения для участков l_0—l_1, l_1—l_2 и т. д.

Таблица 3

Динамическая нагруженность различных участков коленчатого вала

Режим работы двигателя	l_0	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5
$n = 3000$ мин$^{-1}$, $M_к = 450$ Н · м	1,15	1,23	1	1,17	3,36	1,23
$n = 5000$ мин$^{-1}$, $M_к = 340$ Н · м	1,11	1,19	1	1,24	3,55	1,32

Результаты расчетов приведены в табл. 2, анализ которых показал, что импедансы (Z), коэффициенты отражения (R), скорости (v и $v_ф$) потоков энергии на разных участках вала различны, что и приводит к увеличению динамической нагруженности. Чтобы избежать этого, необходимо уровнять потоки энергии на смежных участках.

Очевидно, что максимальная динамическая нагруженность вала наблюдается на режиме максимального крутящего момента (участки l_0 и l_1), а на максимальном скоростном режиме — на участках l_3—l_5 нагрузка выше на $3 \div 7$ %, чем на высокоскоростном режиме.

Расчеты показали, что наибольшая нагруженность коленчатого вала имеет место на участках l_3—l_5, т. е. вблизи маховика. Так, на высокоскоростном режиме ($M_к = 340$ Н · м, $n = 5000$ мин$^{-1}$) нагруженность этих элементов в 1,07 раза больше, чем при максимальном крутящем моменте ($M_к = 450$ Н · м, $n = 3000$ мин$^{-1}$).

Если принять нагруженность участка l_2 коленчатого вала за номинальную, то в случае неограниченной мощности энергетической установки максимальная динамическая нагруженность будет превышать номинальную на участке l_1, в 1,19 раза, на l_3 — в 1,24, l_4 — в 3,55, l_5 — 1,32 раза (табл. 3).

Для снижения нагруженности можно использовать метод варьирования моментов инерции маховых масс коленчатого вала. Снижение моментов инерции J_2 и J_3 в n раз приведет к снижению ди-

намической нагруженности на всех элементах в $\sqrt{n}$ раз, кроме участка l_2. Дальнейшее снижение можно получить уменьшением момента инерции J_5 в n раз, что позволит снизить нагруженность в $\sqrt{n}$ раз на всех элементах конструкции.

Проведенные исследования показали, что выбранную заводом-изготовителем кинематическую схему коленчатого вала следует признать наиболее рациональной, так как при изменении моментов инерции маховых масс произойдет увеличение динамической нагруженности всей упругой системы. При увеличении на участке $l_2 = 0{,}258$ м коэффициента жесткости в 1,5 раза максимальная динамическая нагрузка снизится на 20 % (см. табл. 3, l_4).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Зубарев А. А.** Автомобиль ЗИЛ-130. М.: Изд-во ДОСААФ, 1968. 192 с.
2. **Артоболевский И. И., Бобровницкий Ю. И., Генкин М. Д.** Введение в акустическую динамику машин. М.: Наука, 1979. 295 с.
3. **Рабинович М. И., Трубецков Д. И.** Введение в теорию колебаний и волн. М.: Наука, 1992. 455 с.
4. **Крауфорд Ф.** Волны. М.: Наука, 1976. 528 с.

УДК 621.825:621.318

А. Я. КРАСИЛЬНИКОВ, д-р техн. наук (УГТУ-УПИ, г. Екатеринбург);
А. А. КРАСИЛЬНИКОВ (ОАО "СвердНИИхиммаш", г. Екатеринбург),
e-mail: stroymash@k66.ru

Расчет силы притяжения высококоэрцитивных постоянных магнитов в торцевых магнитных муфтах и плоских магнитных системах

Получено выражение для расчета силы притяжения высококоэрцитивных постоянных магнитов в виде прямоугольных призм, расположенных друг против друга в торцевых магнитных муфтах или плоских магнитных системах.

Ключевые слова: магнитные муфты, сила притяжения, постоянные магниты.

The expression for calculation of the attraction force of high coercivity permanent magnets in the form of rectangular prisms, located oppositely each other in the end magnetic clutches or flat magnetic systems, was obtained.

Keywords: magnetic clutches, attraction force, permanent magnets.

В настоящее время торцевые магнитные муфты и магнитные системы широко применяются в герметичных машинах и аппаратах (особенно на опасных производствах), обеспечивая полную герметичность внутреннего объема оборудования и защищая обслуживающий персонал и окружающую среду от воздействия вредных веществ [1]. Основной недостаток торцевых магнитных муфт и магнитных плоских систем — наличие силы притяжения постоянных магнитов, расположенных друг против друга в полумуфтах торцевой магнитной муфты или секциях магнитной системы. Причем сила притяжения тем больше, чем меньше воздушный зазор между полумуфтами или секциями системы. Притяжение постоянных магнитов обусловливает необходимость в специальных прокладочных деталях из немагнитного материала в воздушном зазоре между полумуфтами и в секциях магнитных систем при транспортировке, монтаже и разборке оборудования.

В герметичном оборудовании (перемешивающие устройства, насосы, вибраторы и т. д.) с торцевыми магнитными муфтами сила притяжения постоянных магнитов (осевая нагрузка) дополнительно воздействует на подшипники качения (скольжения). Поэтому уже на стадии конструкторской разработки устройств необходимо определять значение силы притяжения постоянных магнитов.

В торцевых муфтах [2] и магнитных системах [3] применяются высококоэрцитивные постоянные магниты из сплавов редкоземельных элементов: самарий—кобальт (Sm—Co) и неодим—железо—бор (Nd—Fe—B). Постоянные магниты представляют собой прямоугольные призмы.

Рассмотрим расположение двух высококоэрцитивных постоянных магнитов в виде прямоугольных призм, расположенных друг против друга, в торцевой магнитной муфте или плоской магнитной системе (рис. 1). Обозначим ширину, длину и толщину верхнего и нижнего магнитов соответственно $A \times B \times H$ и $a \times b \times h$; намагниченности J верхнего и нижнего магнитов — одинаковы и направлены перпендикулярно к поверхности полюсов. Центр O верхнего полюса нижнего магнита совпадает с

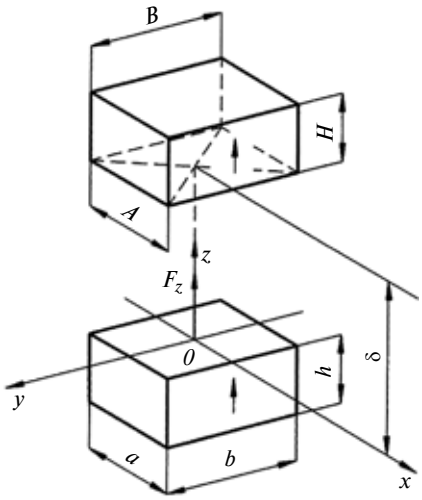


Рис. 1. Схема расположения двух противолежащих магнитов в торцевой магнитной муфте или магнитной системе (стрелками показаны направления намагниченности)

центром системы координат xyz. Центр нижнего полюса верхнего магнита удален по оси z от центра верхнего полюса нижнего магнита на расстояние δ (воздушный зазор). Постоянный магнит представим в виде двух полюсов (верхний и нижний) с магнитными зарядами, противоположными по знаку, с поверхностной плотностью $\mu_0 J$. Для высококоэрцитивных постоянных магнитов плотность магнитных зарядов по площади полюса считается постоянной. В торцевых магнитных муфтах магниты размещаются на магнитопроводах из магнитомягкого материала (сталь 20). Чтобы учесть влияние магнитопроводов, увеличим толщину магнитов в 2 раза. Исходя из закона Кулона, рассчитаем магнитную индукцию B_z по оси z, создаваемую верхним полюсом нижнего магнита в произвольной точке пространства [4, 5]:

$$B_z = \frac{\mu_0 J}{4\pi} \times$$

$$\times\left[\operatorname{arctg}\left(\frac{(a-2x)(b-2y)}{2z\sqrt{(a-2x)^2+(b-2y)^2+2z^2}}\right) + \right.$$

$$+ \operatorname{arctg}\left(\frac{(a-2x)(b+2y)}{2z\sqrt{(a-2x)^2+(b+2y)^2+2z^2}}\right) +$$

$$+ \operatorname{arctg}\left(\frac{(a+2x)(b-2y)}{2z\sqrt{(a+2x)^2+(b-2y)^2+2z^2}}\right) +$$

$$\left. + \operatorname{arctg}\left(\frac{(a+2x)(b+2y)}{2z\sqrt{(a+2x)^2+(b+2y)^2+2z^2}}\right)\right]. \quad (1)$$

Проинтегрировав магнитную индукцию полюса нижнего магнита [выражение (1)] по площади верхнего магнита, получим силу притяжения двух полюсов:

$$f_z = J \int_{y-B/2}^{y+B/2} \int_{y-A/2}^{x+A/2} B_z \mathrm{d}x\mathrm{d}y, \quad (2)$$

где J — намагниченность нижнего и верхнего магнитов, А/м.

Подставив выражения (1) в формулу (2) и выполнив интегрирование, получим выражение силы притяжения двух полюсов магнитов в виде прямоугольных призм:

$$f_z = \frac{B_r^2}{16\pi\mu_0} \sum_{i=1}^{16} \left[s_i t_i \operatorname{arctg}\left(\frac{s_i t_i}{u_i q_i}\right) + \right.$$

$$+ s_i u_i \operatorname{arth}\left(\frac{s_i}{q_i}\right) +$$

$$\left. + t_i u_i \operatorname{arth}\left(\frac{t_i}{q_i}\right) - u_i q_i \right], \quad (3)$$

где $B_r = \mu_0 J$ остаточная магнитная индукция магнита, Тл; $\mu_0 = 4\pi 10^{-7}$ Гн/м —магнитная постоянная; s_i, t_i, u_i — переменные, значения которых приведены в табл. 1; $q_i = \sqrt{s_i^2 + t_i^2 + u_i^2}$; $\operatorname{arth}(V) = \frac{1}{2}\ln\frac{(1+V)}{(1-V)}$ при $|V| < 1$, $V = \frac{t_i}{q_i}$ или $V = \frac{s_i}{q_i}$.

Сила притяжения двух противолежащих магнитов будет складываться из четырех сил (две силы притяжения и две силы отталкивания) полюсов (3):

$$F_z = f_z(z) - f_z(z + 2H) +$$
$$+ f_z(z + 2H + 2h) - f_z(z + 2h)$$

или при $z = \delta$, $x = 0$, $y = 0$:

$$F_z = f_z(\delta) - f_z(\delta + 2H) +$$
$$+ f_z(\delta + 2H + 2h) - f_z(\delta + 2h). \quad (4)$$

Общая сила притяжения всех постоянных магнитов, расположенных в торцевой магнитной полумуфте или в секции плоской магнитной системы, и магнитов ответной полумуфты или ответной секции определяется выражением

$$F = mF_z, \quad (5)$$

где m — число магнитов в торцевой магнитной полумуфте или в секции плоской магнитной системы.

Уравнения (3) и (4) решали в Excel. На примере высококоэрцитивных постоянных магнитов из сплава редкоземельных элементов самарий—кобальт марки КС-37 первой и второй групп (по остаточной магнитной индукции) [6] рассмотрим зависимость удельной силы F_y притяжения двух противолежащих магнитов одинаковых размеров ($A = a$, $B = b$, $H = h$) от воздушного зазора δ, используя формулу

$$F_y = F_z/S, \quad (6)$$

где S — площадь полюса магнита.

В табл. 2, 3 приведены расчетные и экспериментальные значения для магнитов из сплава КС-37 первой группы с размерами соответственно 15 × 40 × 8 мм и 20 × × 30 × 10 мм при различных зазорах δ (рис. 2 и 3), а в табл. 4 и на рис. 4 — для магнитов второй

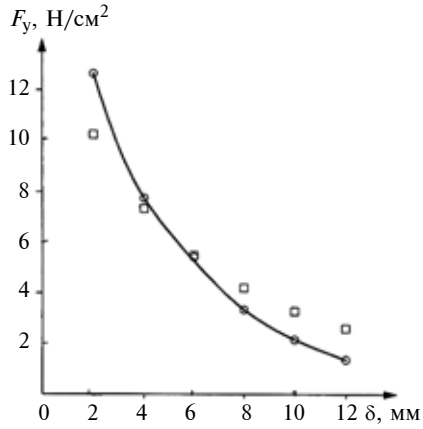


Рис. 2. Зависимость изменения силы F_y постоянных магнитов первой группы из сплава КС-37 (B_r = 0,76 Тл) размеров $A = a$ = 15 мм, $B = b$ = 40 мм, $H = h$ = 8 мм от воздушного зазора δ:
□ — расчет; ○ — эксперимент

Таблица 1

Значения переменных s_i, t_i, u_i

i	s_i	t_i	u_i
1	$2x + a + A$	$2y + b + B$	$2z$
2	$2x - a - A$	$2y + b + B$	$2z$
3	$2x - a + A$	$2y + b - B$	$2z$
4	$2x + a - A$	$2y + b - B$	$2z$
5	$2x - a + A$	$2y - b + B$	$2z$
6	$2x + a - A$	$2y - b + B$	$2z$
7	$2x + a + A$	$2y - b - B$	$2z$
8	$2x - a - A$	$2y - b - B$	$2z$
9	$-2x - a + A$	$-2y + b + B$	$-2z$
10	$-2x + a - A$	$-2y + b + B$	$-2z$
11	$-2x + a + A$	$-2y + b - B$	$-2z$
12	$-2x - a - A$	$-2y + b - B$	$-2z$
13	$-2x + a + A$	$-2y - b + B$	$-2z$
14	$-2x - a - A$	$-2y - b + B$	$-2z$
15	$-2x - a + A$	$-2y - b - B$	$-2z$
16	$-2x + a - A$	$-2y - b - B$	$-2z$

Примечание. x, y, z — координаты центра нижнего полюса верхнего магнита (см. рис. 1).

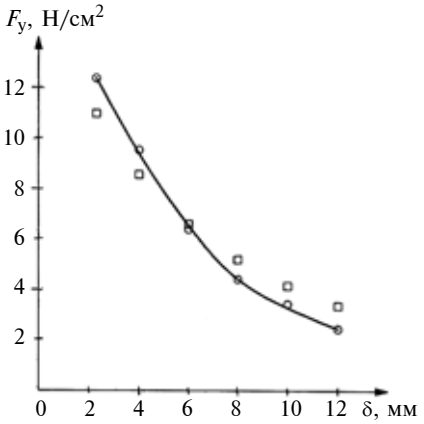


Рис. 3. Зависимость изменения силы F_y постоянных магнитов первой группы из сплава КС-37 (B_r = 0,76 Тл) размеров $A = a$ = 20 мм, $B = b$ = 30 мм, $H = h$ = 10 мм от воздушного зазора δ: □ — расчет; ○ — эксперимент

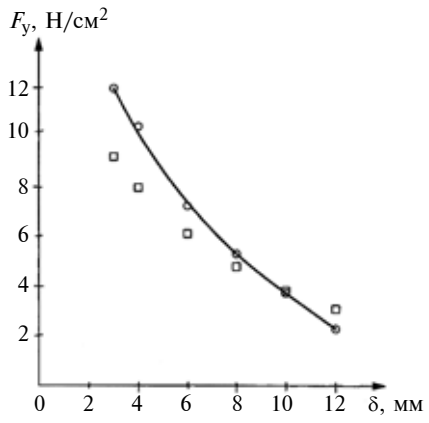


Рис. 4. Зависимость изменения силы F_y постоянных магнитов второй группы из сплава КС-37 (B_r = 0,8 Тл) размеров $A = a$ = 18 мм, $B = b$ = 40 мм, $H = h$ = 8 мм от воздушного зазора δ: □ — расчет; ○ — эксперимент

Таблица 2

Расчетные $F_y^р$ и экспериментальные $F_y^э$ значения удельной силы притяжения в зависимости от зазора δ и других показателей противолежащих магнитов ($A = a$ = 15 мм, $B = b$ = 40 мм, $H = h$ = 8 мм) первой группы из сплава КС-37 (B_r = 0,76 Тл)

δ, мм	$F_y^р$, Н/см^2	$F_y^э$, Н/см^2	$F_y^э/F_y^р$	K	$KF_y^р$	$\Delta_{от}$, %
2	10,24	12,65	1,24	1,216	12,45	+1,6
4	7,33	7,75	1,06	1,102	8,07	−4,1
6	5,47	5,40	1,0	0,988	5,40	0
8	4,19	3,34	0,80	0,874	3,66	−9,6
10	3,28	2,16	0,66	0,760	2,49	−15,2
12	2,60	1,375	0,53	0,646	1,68	+22,6

Таблица 3

Расчетные $F_y^р$ и экспериментальные $F_y^э$ значения удельной силы притяжения в зависимости от зазора δ и других показателей противолежащих магнитов ($A = a$ = 20 мм, $B = b$ = 30 мм, $H = h$ = 10 мм) первой группы из сплава КС-37 (B_r = 0,76 Тл)

δ, мм	$F_y^р$, Н/см^2	$F_y^э$, Н/см^2	$F_y^э/F_y^р$	K	$KF_y^р$	$\Delta_{от}$, %
2	10,96	12,36	1,13	1,199	13,14	−6,3
4	8,55	9,52	1,11	1,102	9,42	−1,0
6	6,59	6,38	0,97	0,988	6,51	−2,0
8	5,19	4,41	0,85	0,874	4,54	−2,9
10	4,5	3,43	0,83	0,760	3,15	+8,2
12	3,36	2,45	0,73	0,646	2,17	+11,4

Таблица 4

Расчетные $F_y^р$ и экспериментальные $F_y^э$ значения удельной силы притяжения в зависимости от зазора δ и других показателей противолежащих магнитов ($A = a$ = 18 мм, $B = b$ = 40 мм, $H = h$ = 8 мм) первой группы из сплава КС-37 (B_r = 0,8 Тл)

δ, мм	$F_y^р$, Н/см^2	$F_y^э$, Н/см^2	$F_y^э/F_y^р$	K	$KF_y^р$	$\Delta_{от}$, %
2	9,22	11,97	1,30	1,309	12,06	−7,5
4	7,97	10,3	1,29	1,258	9,98	+3,1
6	6,11	7,23	1,18	1,138	6,95	+3,8
8	4,79	5,3	1,11	1,024	4,90	+7,5
10	3,82	3,73	0,98	0,910	3,39	+9,1
12	3,09	2,35	0,76	0,796	2,46	−4,7

группы с размерами 18 × 40 × 8 мм. Анализ зависимостей на рис. 2—4 показал, что экспериментальные точки несколько смещены относительно расчетных точек.

На рис. 5 приведены зависимости изменения отношения экспериментальной удельной силы $F_y^э$ притяжения к расчетной силе $F_y^р$ от относительного зазора $\delta_{от}$, рассчитываемого по формуле $\delta_{от} = \delta/\Delta$, где Δ — интервал изменения воздушного зазора δ, равный 10 мм.

Относительное отклонение $\Delta_{от}$ расчетных значений удельной силы от экспериментальных находят по формуле

$$\Delta_{от} = \left(\frac{F_y^э - KF_y^р}{F_y^э}\right)100.$$

Поправочный коэффициент K рассчитывается по формулам:

для прямой *1*

$$K = 1{,}33 - 0{,}57(\delta/\Delta); \qquad (7)$$

для прямой *2*

$$K = 1{,}48 - 0{,}57(\delta/\Delta). \qquad (8)$$

Использованием поправочного коэффициента K компенсируется несовпадение расчетных и экспериментальных значений удельной силы притяжения постоянных магнитов (см. табл. 2—4). Для воздушных зазоров $\delta = 3 \div 8$ мм, которые чаще всего применяются в конструкциях герметичных машин, $\Delta_{от}$ не превышает 9,6 %.

Известно, что с увеличением остаточной магнитной индукции B_r силовые показатели постоянных магнитов увеличиваются; например, сила F_{z2} притяжения магнитов второй группы с остаточной магнитной индукцией B_{r2} больше силы F_{z1} притяжения магнитов с остаточной магнитной индукцией B_{r1} первой группы и рассчитывается по формуле

$$F_{z2} = F_{z1}(B_{r2}/B_{r1})^2 = 1{,}1F_{z1}. \qquad (9)$$

Из рис. 5 видно, что зависимость *2* (магниты второй группы) расположена выше зависимости *1* (магниты первой группы), т. е. магниты второй группы "силь-

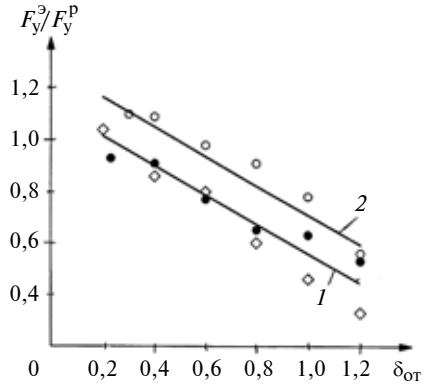


Рис. 5. Зависимости изменения отношения $F_y^э/F_y^р$ от относительного зазора $\delta_{от}$ для постоянных магнитов из сплава КС-37:

◇ — первой группы (B_r = 0,76 Тл) размеров $A = a$ = 15 мм, $B = b$ = 40 мм, $H = h$ = 8 мм; ● — первой группы (B_r = 0,76 Тл) размеров $A = a$ = 20 мм, $B = b$ = 30 мм, $H = h$ = 10 мм; ○ — второй группы (B_r = 0,8 Тл) размеров $A = a$ = 18 мм, $B = b$ = 40 мм, $H = h$ = 8 мм; *1*, *2* — поправочные коэффициенты K для магнитов соответственно первой и второй групп

нее". Смещение зависимости *2* относительно зависимости *1* определяется отношением первых членов уравнений (8) и (7), т. е. 1,48/1,33 = 1,11 [данный коэффициент равен первому сомножителю в уравнении (9)]. Тогда общее уравнение для коэффициента K для магнитов любой группы по остаточной магнитной индукции примет вид:

$$K = 1{,}33(B_{rn}/B_{r1})^2 - 0{,}57(\delta/\Delta), \quad (10)$$

где B_{rn} – остаточная магнитная индукция магнита n-й группы, n = 1; 2 и т. д.

С учетом уравнения (5) для расчета общей силы притяжения всех постоянных магнитов, расположенных в торцевой магнитной полумуфте или в секции плоской магнитной системы, и магнитами ответной полумуфты или ответной секции получим выражение

$$F = [1{,}33(B_{rn}/B_{r1})^2 - 0{,}57(\delta/\Delta)]mF_z. \quad (11)$$

В качестве примера рассмотрим торцевую магнитную муфту [2], в полумуфтах которой находятся по восемь постоянных магнитов (m = 8) из сплава редкоземельных элементов (самарий—кобальт) марки КС-37 первой группы с остаточной магнитной индукцией B_{r1} = 0,76 Тл, размерами $A = a$ = 30 мм, $B = b$ = 30 мм, $H = h$ = 8 мм. Полумуфты торцевой магнитной муфты в герметичной машине — перемешивающем устройстве, располагаются друг против друга на расстоянии δ = 7,2 мм (воздушный зазор). По формуле (11) общая сила притяжения двух полумуфт составила 329 Н.

Полученная формула позволяет рассчитать общую силу притяжения магнитов, расположенных в полумуфтах торцевой магнитной муфты или в секциях плоской магнитной системы, и учитывать ее на стадии конструкторского проектирования как дополнительную нагрузку при выборе подшипников качения при проектировании специальных приспособлений для сборки и разборки устройств, в конструкцию которых входят торцевая магнитная муфта или плоская магнитная система.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Красильников А. Я.** Стандартные конструкции магнитных систем и муфт // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2002. № 7. С. 35—37.

2. **Красильников А. Я., Красильников А. А.** Расчет крутящего момента торцовой магнитной муфты // Вестник машиностроения. 2006. № 5. С. 20—22.

3. **Красильников А. Я., Красильников А. А.** Расчет силы сдвига высококоэрцитивных постоянных магнитов в магнитных системах с учетом принадлежности к определенной группе по остаточной индукции // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2008. № 7. С. 8, 9.

4. **Проницаемость** формы прямоугольных призм / С. И. Левченко, И. В. Литвинова, О. М. Нуждин, А. М. Петров // Электронная техника: Ферритовая техника. 1970. № 2. С. 54—58.

5. **Joseph R. I., Schlomann E.** Demagnetizing field in nonellipsoidal bodies // Journal of Applied physics. 1965. V. 36. N 5. P. 1579—1593.

6. **Красильников А. Я., Красильников А. А.** Особенности применения постоянных высококоэрцитивных магнитов в магнитных муфтах // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2006. № 10. С. 30, 31.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 539.374

М. Я. БРОВМАН, д-р техн. наук (ОАО "Модуль-инжиниринг", г. Тверь), e-mail: brovman@mail.ru

Повышение прочности сварных балок при изгибе

Рассмотрено напряженное состояние сварных балок, в которых под воздействием касательных напряжений возможно развитие трещин в сварных швах на участках с дефектами, что приводит к существенному снижению их прочности и жесткости, предложена конструкция соединения отдельных частей балок не только сваркой, но и с помощью выступов.

Ключевые слова: прочность балок, сварные швы, концентрация напряжений, повышение прочности конструкций.

The stressed state of welded beams, in which the crack propagation is possible in welds on parts with defects under action of tangential stress, was considered. Given effect leads to substantial reduction their rigidity and toughness. In the paper the connection design of separate parts of beams is proposed not only by welding, but with the help of the pimples also.

Keywords: beams toughness, welds, stress concentration, designs toughness enhancement.

Сварные балки широко применяются в строительстве, мостостроении, дорожном машиностроении и многих других отраслях промышленности. Повышение их надежности и прочности имеет исключительно большое значение для обеспечения долговечности конструкций и требований техники безопасности. Методы расчета балок на прочность и жесткость изложены, например, в работах [1, 2]. При изгибе в балках возникают нормальные и касательные напряжения, причем для балок, длина которых намного больше размеров поперечного сечения, касательными напряжениями, как правило, можно пренебречь. Расчеты проводят, определяя нормальные напряжения, возникающие при действии изгибающих моментов. Но для сварных балок это не всегда допустимо, и часто именно касательные напряжения приводят к появлению трещин в сварных швах и выходу из строя всей конструкции.

Для примера рассмотрим балку двутаврового сечения. Если балка является консолью длиной l, то при действии силы P, приложенной к ее концу, и изгибающем моменте $M_и = Pl$ наибольшее напряжение изгиба найдем по формуле

$$\sigma = \frac{6Pl(h+t)}{b_1h^3 + 6bt(h+t)^2}, \qquad (1)$$

где b, b_1, t, h — размеры балки (рис. 1). Здесь же показана эпюра изменения касательных напряжений вдоль оси Y [1, 2].

Максимальное касательное напряжение при $y = 0$

$$\tau_{max} = 1{,}5\frac{P}{b_1}\frac{(h+2t)^2 - \left(1-\frac{b_1}{b}\right)h^2}{\left[(h+2t)^3 - \left(1-\frac{b_1}{b}\right)h^3\right]}. \qquad (2)$$

Например, при $P = 0{,}5 \cdot 10^{-4}$ Н, $l = 2$ м, $h = 0{,}08$ м, $t = 0{,}010$ м, $b_1 = 0{,}015$ м, $b = 0{,}06$ м по формуле (1) получим $\sigma = 147$ МН/м^2, а по формуле (2) $\tau_{max} = 4{,}2$ МН/м^2. Тогда отношение $\tau_{max}/\sigma = 2{,}86 \cdot 10^{-2}$.

Касательное напряжение (см. рис. 1) будет:

$$\tau_1 = 6\frac{P}{b_1}\frac{t(h+t)}{\left(h^3\frac{b_1}{b} + bh^2t + 12ht^2 + 8t^3\right)}, \qquad (3)$$

для данного примера $\tau_1 = 2{,}92$ МН/м^2.

В случае сварной балки касательное напряжение в сечениях $y = \pm 0{,}5\ h$ передают два сварных шва с катетом δ и тогда $\tau = \tau_1 b_1/(2\delta)$ или

$$\tau = \frac{3P}{\delta}\frac{t(h+t)}{\left(h^3\frac{b_1}{b} + 6h^2t + 12ht^2 + 8t^3\right)}. \qquad (4)$$

Однако эти формулы неточно характеризуют распределение напряжений в зоне, близкой к внутренней поверхности наплавленного металла. Фактически имеет место концентрация напряжений и зону контакта стенки и полки балки можно рассматривать как трещину длиной b_1 (рис. 2). Ее толщина — величина переменная и зависит от шероховатости контактирующих поверхностей. Вблизи точек M и N возникают большие напряжения, ко-

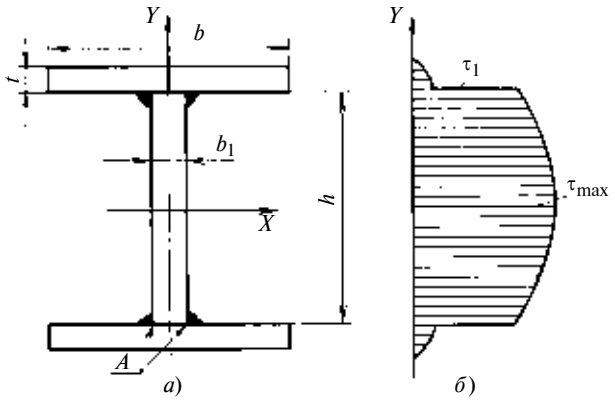


Рис. 1. Сечение (*а*) сварной балки и эпюра (*б*) распределения касательных напряжений по ее высоте

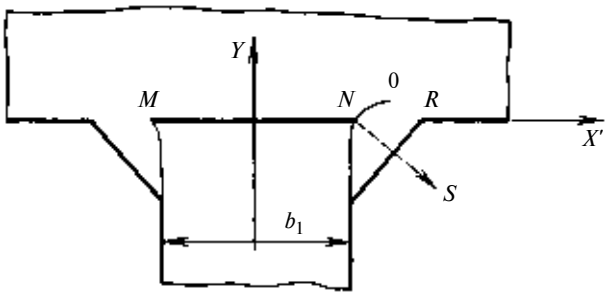


Рис. 2. Схема возможного развития трещин

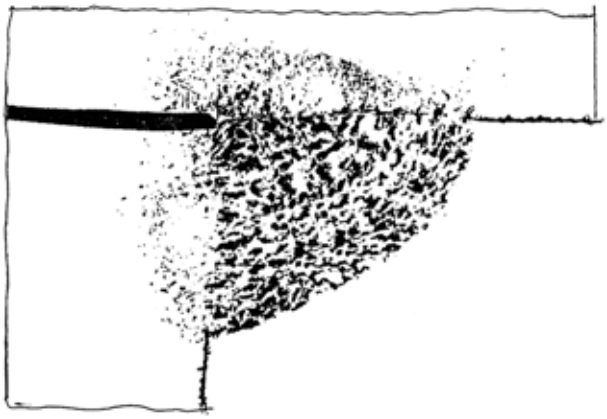


Рис. 3. Сечение сварного шва, соединяющего полку и стенку балки

торые могут привести к удлинению зоны MN в направлении NR — вдоль оси X'. Поверхность шва вблизи точки N (и точки M) формируется при сварке, её форма (линия NO) может изменяться в широких пределах в зависимости от режимов сварки (оплавления металла поверхности). В некоторых случаях поверхности вблизи точек M и N могут иметь форму "острия".

Вопросы, связанные с напряженным состоянием вблизи вершины трещины, ее устойчивостью, увеличением размеров и т. д., изучаются в механике разрушения [3].

Вблизи точек M и N концентрация напряжений может увеличиваться в $4 \div 5$ раз, и если в этих зонах имеются дефекты: поры, микротрещины, непроплавленные участки, то возможно развитие трещины, увеличение ее длины. Снижению прочности способствуют низкие температуры и наличие в металле примесей, например серы для сталей. Трещина может развиваться необязательно вдоль оси X' (NR), но и в направлении NS (штриховая линия). Прочность такого сварного соединения очень зависит от ряда технологических факторов, в частности, от состояния поверхностей (для схемы на рис. 2 — это поверхности NR и в сечении $x' = \pm 0{,}5b_1$). Так, в работе [1] показано, что для сварного соединения низкоуглеродистых сталей, если не удалены пленки окислов с поверхностей, предел выносливости уменьшается на $40 \div 65$ % независимо от режимов сварки и материалов электродов и флюсов ([1], с. 115).

Во многих узлах конструкций, например, металлургического, энергетического оборудования, отрицательное влияние оказывают непровары в сварных швах. В работе [4] показано, что в конструкциях печных роликов, эксплуатируемых в тяжелых условиях, во всех случаях начало образования трещин в сварных соединениях имело место вблизи зон несплавления (и наличия шлаковых включений) в корне шва. Часто сварку проводят без подогрева и в начале процесса капли расплавленного металла попадают на относительно холодную поверхность, на которой и начинается стадия кристаллизации шва. Эта зона может быть концентратором напряжений, а иногда в ней расположены небольшие трещины, длина которых может увеличиваться. Это приводит к разрушению конструкции.

На рис. 3 показано сечение сварного шва, соединяющего стенку балки с полкой, видны дефекты, в том числе расположенные вблизи корня сварного шва. На рис. 1 ослабленные участки металла показаны стрелками A. Распространение трещин может привести к нарушению соединения полок и стенки балки.

Следует указать, что для балки, приведенной на рис. 1, момент инерции сечения определяется формулой

$$I = \frac{b_1 h^3}{12} + \frac{bt^3}{6} + \frac{bt(h+t)^2}{2}.$$

Для нашего примера $I = 4{,}07 \cdot 10^{-6}$ м^4.

При нарушении связи момент инерции (относительно оси X), (см. рис. 1) для стенки равен $0{,}64 \cdot 10^{-6}$ м^4, а для двух полок $(2 \cdot 0{,}005)10^{-6}$ м^4, следовательно, при разрушении сварных швов резко снижаются прочность и жесткость балки, что может привести к ее разрушению.

Существенно повысить прочность и надежность балки можно, изменив ее конструкцию, как показано на рис. 4 (разрез по оси симметрии). Стенка балки выполнена с выступами глубиной $(0{,}20 \div 0{,}30)t$ (параметр t см. рис. 1). Длина выступов $l_0 = (2{,}0 \div 3{,}0)t$, их шаг $(1{,}5 \div 2{,}5)h$, выступы входят в углубления (пазы), выполненные в полках [пазы достаточно выполнять на ширине $(1{,}2 \div 2{,}0)b_1$]. Выносной элемент A на рис. 4 показывает расположение выступа стенки в углублении полки: должен быть обеспечен плотный контакт боковых поверхностей выступов и углублений. После плотного соединения элементов балки осуществляется их сварка; в такой конструкции сварные швы в значительной степени разгружены. Углубления в полках можно выполнить механической обработкой (фрезерованием), но предпочтительнее получать их обработкой давлением: выдавливание штампом на

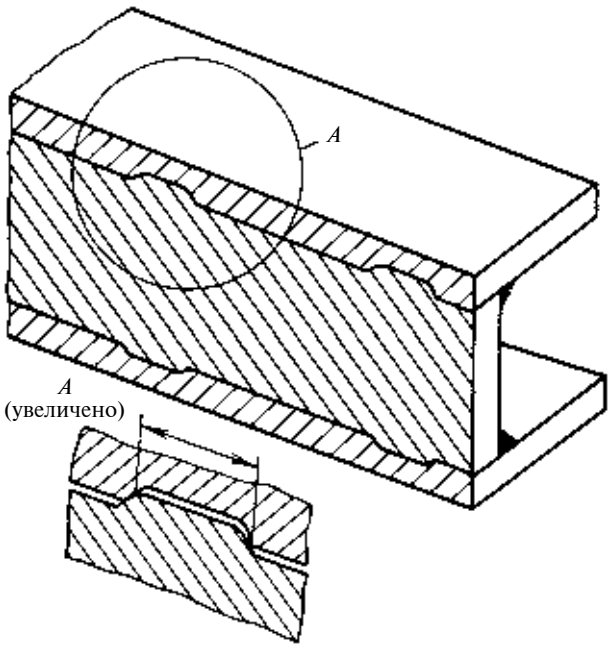


Рис. 4. Балка, в которой соединения выполнены с помощью полок и сварных швов

прессе или прокатка в валках с выступом, формирующим периодические впадины. Переменную высоту листа, образующего стенку, также можно получать различными способами, например прокаткой в валках переменного диаметра с обжатием по узким граням полосы. В этой конструкции не только сварные швы, но и выступы обеспечивают прочное соединение ее составных частей. Выступы существенно повышают передачу тангенциальных усилий между отдельными элементами балки. Это позволяет в $1{,}3 \div 2$ раза повысить надежность сварных швов и балки в целом, особенно для коротких балок, когда длина балки превышает $4 \div 5$ высот ее сечения.

На практике используют сварные балки различных сечений. На рис. 5 показана сварная консольная балка прямоугольного сечения (участок вблизи сварного шва), видны темные участки непроваров металла в зоне вблизи корня шва. Именно здесь наиболее вероятно начало развития трещин. На рис. 6 показаны разные варианты сварных консольных балок. На рис. 6, *а* ослабленные участки находятся в зонах с максимальными нормальными напряжениями изгиба (участки *А*). Это наихудший вариант конструкции. На рис. 6, *б* дефектные участки расположены вблизи оси симметрии, на которой нормальные напряжения изгиба равны нулю, и если преобладают именно нормальные напряжения (для длинных балок), то этот вариант предпочтительнее. Для коротких балок, в которых значительны касательные напряжения, несколько лучше вариант на рис. 6, *в*. В этом случае наличие дефектов вероятнее в зоне *А* и желательно, чтобы эта зона располагалась там, где действуют нормальные напряжения сжатия, а не напряжения растяжения. На рис. 6, *г* показана составная сварная балка, в которой два бруса прямоугольного сечения соединены и сваркой, и выступами-впадинами, что обеспечивает их плотное соединение. Примерно на две высоты сечения балка углублена в опорный узел. Здесь следует применять переменную высоту, чтобы при сборке перемещением в направлении, противоположном направлению оси *X*, обеспечить плотный контакт по поверхностям *B*. В противном случае прочность сварного соединения будет низкой.

Повышение прочности и надежности сварных конструкций имеет большое значение для обеспечения их долговечности и безопасности. Для этого используют различные конструктивные и технологические приемы. Так, в работе [5] приведены разработки ООО "Уралмаш — Металлургическое оборудование", направленные на уменьшение концентрации напряжений в сварных узлах сталеразливочных стендов. В ряде случаев добиться повышения надежности можно изменением положения сварного соединения — переносом его в зону действия меньших напряжений. Положительные результаты получены также путем уменьшения жесткости, исключения участков с резким изменением формы и установки дополнительных мембран в балках коробчатого сечения [5].

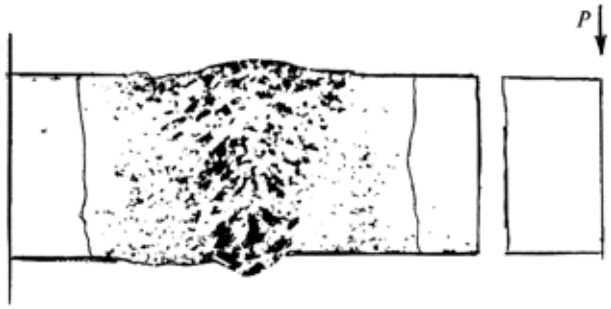


Рис. 5. Сечения сварного шва в консольной пластине

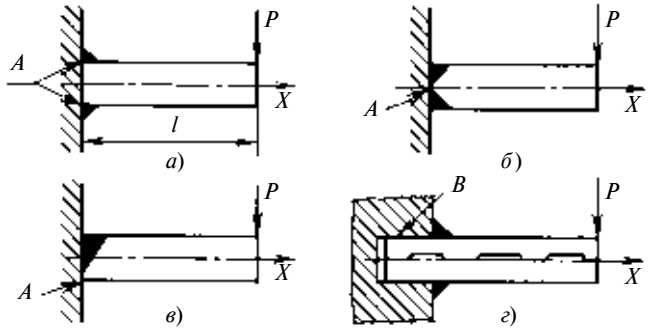


Рис. 6. Схемы сварных соединений консольной балки:
а — с поверхностными сварными швами; *б, в* — при расположении ослабленных участков соответственно вблизи оси *X* и нижней поверхности; *г* — балка из двух частей с выступами

Следует также использовать всевозможные технологические приемы, в частности, зачистка и обезжиривание свариваемых поверхностей значительно повысят сопротивление усталости. В ряде случаев может быть полезна обработка швов давлением. К сожалению, в последние годы стремление некоторых фирм "изготовить быстро и дешево" в ущерб качеству приводит к нарушению прочности конструкций и авариям.

Все это относится и к балкам, сварку которых приходится осуществлять не в цехах, а при воздействии ветра, влаги, низких температур и т. д., когда хорошая подготовка поверхностей и обеспечение необходимых режимов сварки затруднены. В этих случаях следует проработать разные варианты конструкции балок с целью обеспечения надежного соединения их элементов и уменьшения напряжений в сварных швах. Появление трещин в зонах сварки и их распространение могут привести к тому, что элементы сечения (полки, стенки) не будут деформироваться как единое целое. Это может привести к уменьшению (иногда в несколько раз) момента инерции сечения балки, поломкам и деформациям балок, нагруженных поперечным изгибающим моментом. Для балок, подвергающихся продольному изгибу (колонн, стоек), последствия могут быть более тяжелыми: возможны потеря устойчивости и разрушение здания.

В некоторых случаях улучшить условия работы сварных балок можно, изменив их конструкцию, т. е. используя на участках контакта выступы и впадины для передачи тангенциальных усилий от одних элементов конструкции к другим.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.

2. **Тимошенко С. П.** Курс теории упругости. Киев: Наукова думка, 1972. 506 с.

3. **Нотт Дж.** Основы механики разрушения. М.: Металлургия, 1978. 256 с.

4. **Марков Б. А.** Опыт ремонта сварных соединений печных роликов // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2008. № 11. С. 25—28.

5. **Конструктивные** приемы снижения концентрации напряжений в сталеразливочных стендах МНЛЗ / Л. В. Буланов, И. Ф. Волегов, В. С. Горлицын и др. // Сб. тр. конф. "Неделя металлов в Москве". М.: Министерство промышленности и энергетики РФ, 2007. С. 228—234.

УДК 621.9

А. А. ЗЮЗИН, Б. Н. КАЗЬМИН, М. Д. ЮРОВ (Липецкий ГТУ), e-mail: kaf-at@stu.lipetsk.ru

Оценка погрешностей измерения радиального биения деталей машин при производственных методах контроля

На основе гармонического анализа проведены исследования погрешности измерения радиального биения деталей машин с установкой на призмах или двухопорных люнетах. Даны рекомендации по применению наиболее рациональных методов производственного контроля.

Ключевые слова: погрешность измерения, радиус-вектор, биение, гармоническая составляющая, коэффициент воспроизведения, дисперсия.

On the basis of harmonic analysis the investigations of measurement error of radial beats of machine parts with setting on the prisms or on double-seat lunettes were carried out. The guidelines regarding use of most rational production control methods were given.

Keywords: measurement error, radius-vector, beat, harmonic component, reproduction ratio, dispersion.

В общем представлении радиальное биение контролируемого профиля поперечного сечения вращающейся детали является комплексным параметром оценки реальных отклонений текущего радиус-вектора $\Delta R_i(\varphi_i)$ по некруглости и неконцентричности геометрического центра этого профиля относительно общей оси вращения детали. При непрерывной записи показаний датчика радиальное биение контролируемого профиля поверхности имеет вид периодической кривой с периодом 2π, которая может быть представлена тригонометрическим полиномом Фурье p-го порядка:

$$F_{1,p}(\varphi_i, y_м) = \sum_{k=1}^{k=p} A_k \sin(k\varphi_i + \gamma_k), \qquad (1)$$

где A_k, γ_k — соответственно амплитуда и начальная фаза k-й гармонической составляющей реализации радиального биения контролируемого профиля; p — порядок полинома, т. е. число его членов; φ_i — текущий угол, т. е. угол поворота детали относительно выбранного начала отсчета.

Члены тригонометрического полинома (1) отражают влияние на текущий радиус-вектор профиля элементарных отклонений: первый — эксцентриситета профиля относительно общей оси вращения; второй — эллипсности; третий — огранки с трехвершинным профилем и т. д.

На практике контроль радиального биения осуществляется либо с установкой в центрах, либо с установкой на призмах, а крупногабаритных валов — на двухопорных люнетах.

Способ контроля радиального биения поверхности с установкой детали в центрах не отвечает требованиям функциональной взаимозаменяемости сопрягаемых поверхностей в работающей сборочной единице.

Погрешности обработки центровых отверстий имеют случайный характер, это отклонения: формы в продольном и поперечном сечениях, углов конусов; несовпадение и перекос осей. Фактическая площадь контакта пары "центровое отверстие—центр" всегда меньше номинальной (кажущейся) поверхности соприкосновения. При несовпадении осей центровых отверстий и центров возникает кромочный контакт их сопрягаемых поверхностей. Перекос осей центровых отверстий вызывает дополнительные погрешности, которые проявляются в измерениях в виде эллипсности. Таким образом, при вращении детали в центрах ее общая ось вращения не совпадает ни с геометрической осью, ни с осью вращения детали на опорных шейках (сборочных базах) в процессе работы. Следовательно, при контроле радиального биения поверхностей детали с установкой в центрах полученные результаты измерения далеко не соответствуют реальным отклонениям формы и эксцентричному расположению контролируемых профилей относительно общей оси опорных поверхностей сборочных баз. Поэтому метод контроля радиального биения с установкой в центрах представляется методически необоснованным.

Метод контроля радиального биения поверхностей деталей с установкой на призмах также является косвенным, но имеет более определенный характер. Представляет особый интерес оценка погрешностей измерения при производственном контроле на радиальное биение деталей машин с установкой на призмах.

На рис. 1 представлена типовая схема производственного метода контроля радиального и торцевого биений поверхностей детали с установкой на призмах. Радиальное биение поверхностей крупногабаритных валов (валки листопрокатных станов, роторы турбин, генераторов и др.) контролируют непосредственно на станках при сохранении принятых для обработки способов установки, что требует также методического обоснования. Например, на вальцешлифовальном станке KWB-1660B фирмы Toshiba (Япония) предусмотрен контроль профилей обрабатываемых поверхностей опорных валков с помощью индуктивного датчика.

На рис. 2, *а* представлена схема измерения радиального биения профилей поверхностей цилиндрических, конических шеек и бочки опорного валка листопрокатного стана "1700" при перешлифовке с установкой на двухопорных люнетах, на рис. 2, *б* — их реализация. Двухопорные люнеты можно рассматривать как частный случай призм с

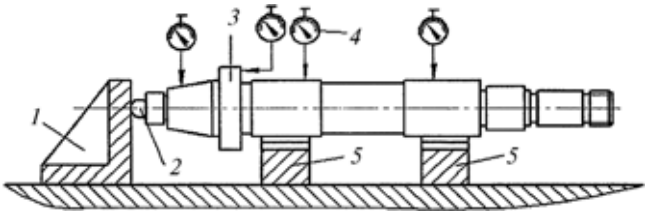


Рис. 1. Типовая схема измерения радиального и торцевого биений поверхностей вала с установкой на призмах:
1 — угольник; *2* — стальной шарик; *3* — вал; *4* — индикатор; *5* — призма

угловым расположением граней в соответствии с углом расположения опорных элементов люнетов.

Известно [1], что при контроле радиального биения с установкой детали на призмах (люнетах) результаты измерения зависят от угла ψ расположения опорных граней призм или опорных элементов люнетов и угла α расположения точки контакта измерительного датчика (рис. 3). Наиболее часто применяются схемы измерения радиального биения с помощью призм с углами 90, 120 и 60° при вертикальном или горизонтальном расположении измерительного датчика.

Очевидно, что переменные по углу поворота ошибки радиус-векторов опорных профилей базовых поверхностей будут предопределять различные смещения оси контролируемой детали при изменении ее углового положения. Если за измерительную базу принята общая ось базовых поверхностей, то составляющая $\Delta\varepsilon_{б.ф}$ погрешности базирования, обусловленная отклонениями формы базовых поверхностей, определяется смещением оси в контролируемом поперечном сечении в направлении точки контакта измерительного датчика. При установке деталей на призмах или двухопорных люнетах отдельные гармонические составляющие спектров отклонений формы базовых поверхностей в зависимости от углов ψ и α оказывают разное влияние на погрешность базирования. Путем подбора углов расположения опорных элементов люнетов или призм и точки контакта измерительного датчика можно свести к минимуму влияние отдельных доминирующих гармонических составляющих спектров отклонений формы базовых поверхностей на составляющую $\Delta\varepsilon_{б.ф}$ и тем самым уменьшить общую погрешность измерения.

В случае, когда измерительной базой является образующая цилиндрической поверхности, влияние каждой гармонической составляющей отклонений формы базовых поверхностей на погрешность измерения при конкретных схемах контроля можно характеризовать коэффициентом воспроизведения $S = A'_{k б}/A_{k б}$, где $A'_{k б}$ — амплитуда k-й гармонической составляющей отклонений, полученных в результате измерения текущих положений точек контролируемого профиля опорного сечения базовой поверхности при вращении детали; $A_{k б}$ —

амплитуда соответствующей k-й гармонической составляющей реальных (собственных) отклонений формы профиля опорного сечения базовой поверхности.

Значения коэффициентов воспроизведения гармонических составляющих для конкретных схем контроля, в том числе и в направлениях вертикальных и горизонтальных координатных осей, определяются выражением

$$S_k = \sqrt{1 + 2K_k \cos\varepsilon_k + K_k^2},$$

где K_k и ε_k — соответственно функция передаточных коэффициентов и составляющая углов сдвига

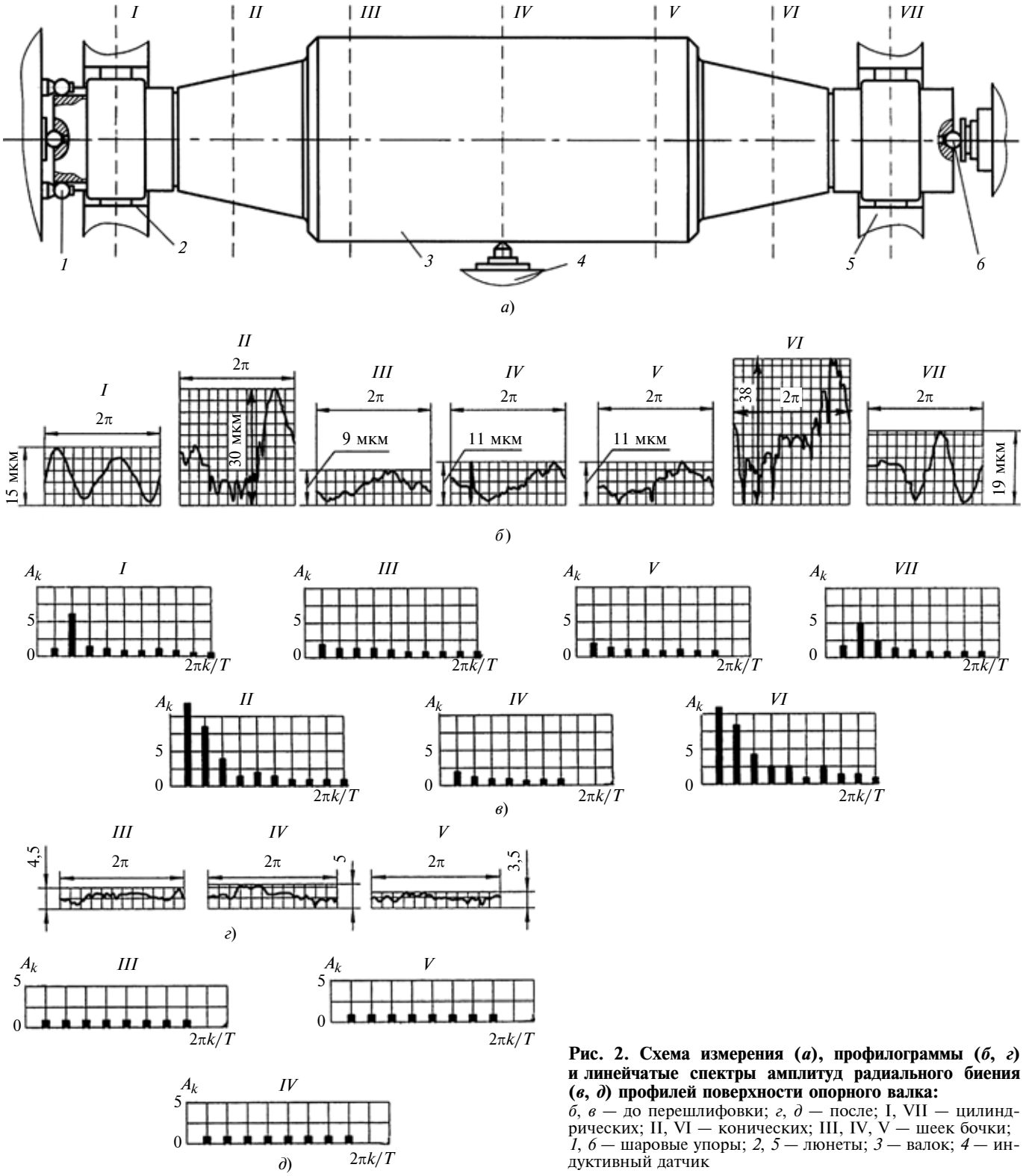


Рис. 2. Схема измерения (*а*), профилограммы (*б*, *г*) и линейчатые спектры амплитуд радиального биения (*в*, *д*) профилей поверхности опорного валка:
б, *в* — до перешлифовки; *г*, *д* — после; I, VII — цилиндрических; II, VI — конических; III, IV, V — шеек бочки; *1*, *6* — шаровые упоры; *2*, *5* — люнеты; *3* — валок; *4* — индуктивный датчик

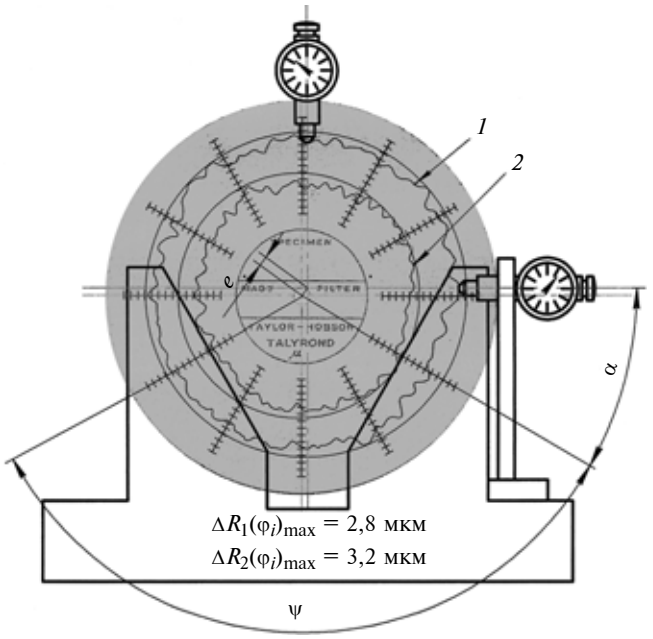


Рис. 3. Схема контроля радиального биения профиля поперечного сечения (*1*) относительно базового профиля (*2*)

фаз изменения k-х гармоник, обусловленные влиянием углов расположения опорных граней призмы или опорных элементов люнетов и точки контакта измерительного датчика.

Значения функции передаточных коэффициентов K_k и составляющей ε_k углов сдвига фаз изменения k-х гармоник при конкретных схемах контроля радиального биения поверхностей деталей с установкой на призмах или двухопорных люнетах определяются формулами:

$$K_k = \frac{\sqrt{\sin^2(\alpha+\psi) - 2\sin(\alpha+\psi)\sin\alpha\cos k\psi + \sin^2\alpha}}{\sin\psi};$$

$$\varepsilon_k = \operatorname{arctg}\frac{\sin\alpha\sin k(\alpha+\psi) - \sin(\alpha+\psi)\sin k\alpha}{\sin\alpha\cos k(\alpha+\psi) - \sin(\alpha+\psi)\cos k\alpha}.$$

При измерении радиального биения профиля конкретного сечения вала с установкой на двух призмах или двух двухопорных люнетах составляющая $\Delta\varepsilon_{б.ф}$ погрешности базирования, обусловленная смещением оси вследствие отклонений формы базовых поверхностей определяется выражением

$$\Delta\varepsilon_{б.ф} = \sum_{k=2}^{k=p}\left[\frac{y_м}{L}A_{kб_л}K_k\sin(k\varphi_i + \gamma_{kб_л} - \varepsilon_k) + \right.$$
$$\left. + \left(1 - \frac{y_м}{L}\right)A_{kб_п}K_k\sin(k\varphi_i + \gamma_{kб_п} - \varepsilon_k)\right],$$

где $y_м$ — продольная координата контролируемого профиля поперечного сечения вала от среднего сечения базовой поверхности левой опорной шейки; L — расстояние между средними поперечными сечениями базовых поверхностей левой и правой опорных шеек вала; $A_{kб_л}$, $A_{kб_п}$, $\gamma_{kб_л}$, $\gamma_{kб_п}$ — соответственно, амплитуды и начальные фазы k-х гармонических составляющих отклонений формы левой и правой базовых поверхностей.

Собственное радиальное биение контролируемого профиля как комплексный параметр фактических отклонений по некруглости реального профиля и эксцентричного его расположения относительно общей оси вращения находим по формуле

$$f_{1,p} = F'_{1,p} - \Delta\varepsilon_{б.ф} = \sum_{k=1}^{k=p}[A'_k\sin(k\varphi_i + \gamma'_k)] -$$
$$- \sum_{k=2}^{k=p}\left[\frac{y_м}{L}\frac{A_{kб_л}}{S_k}K_k\sin(k\varphi + \gamma_{kб_л} - \lambda'_k) + \right.$$
$$\left. + \left(1 - \frac{y_м}{L}\right)\frac{A'_{kб_п}}{S_k}K_k\sin(k\varphi + \gamma_{kб_п} - \lambda'_k)\right],$$

где λ'_k — составляющая углов сдвига фаз изменения k-х гармоник, полученная в результате гармонического анализа реализаций радиального биения профилей опорных сечений базовых поверхностей, которая определяется формулой

$$\lambda'_k = \frac{K_k\sin\varepsilon_k}{1 + K_k\cos\varepsilon_k}.$$

Для сравнительной оценки возможных погрешностей измерения радиального биения контролируемых профилей в таблице приведены значения отношения K_k/S_k для гармоник $k = 2 \div 10$ в направлениях вертикальной и горизонтальной координатных осей для наиболее применяемых схем контроля при использовании призм с углами ψ = 90; 120; 60°.

Следовательно, погрешности измерения радиального биения контролируемого профиля предопределяются спектрами амплитуд и фаз реальных отклонений формы базовых поверхностей детали,

Значения отношений K_k/S_k для наиболее применяемых схем контроля радиального биения деталей машин

ψ, α	$\frac{K_2}{S_2}$	$\frac{K_3}{S_3}$	$\frac{K_4}{S_4}$	$\frac{K_5}{S_5}$	$\frac{K_6}{S_6}$	$\frac{K_7}{S_7}$	$\frac{K_8}{S_8}$	$\frac{K_9}{S_9}$	$\frac{K_{10}}{S_{10}}$
ψ = 90° α = 135°	$\frac{0}{1}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1,414}{2,414}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1,414}{2,414}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{0}{1}$
ψ = 90° α = 45°	$\frac{1,414}{1,732}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1,414}{1,732}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1,414}{1,732}$
ψ = 120° α = 120°	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{2}$
ψ = 120° α = 30°	$\frac{1}{1,414}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{1}{1,414}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{1,414}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{1}{1,414}$
ψ = 60° α = 150°	$\frac{0,577}{1,577}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0,577}{1,577}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1,156}{2,156}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{0,577}{1,577}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0,577}{1,577}$
ψ = 60° α = 60°	$\frac{1,732}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1,732}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1,732}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{1,732}{2}$

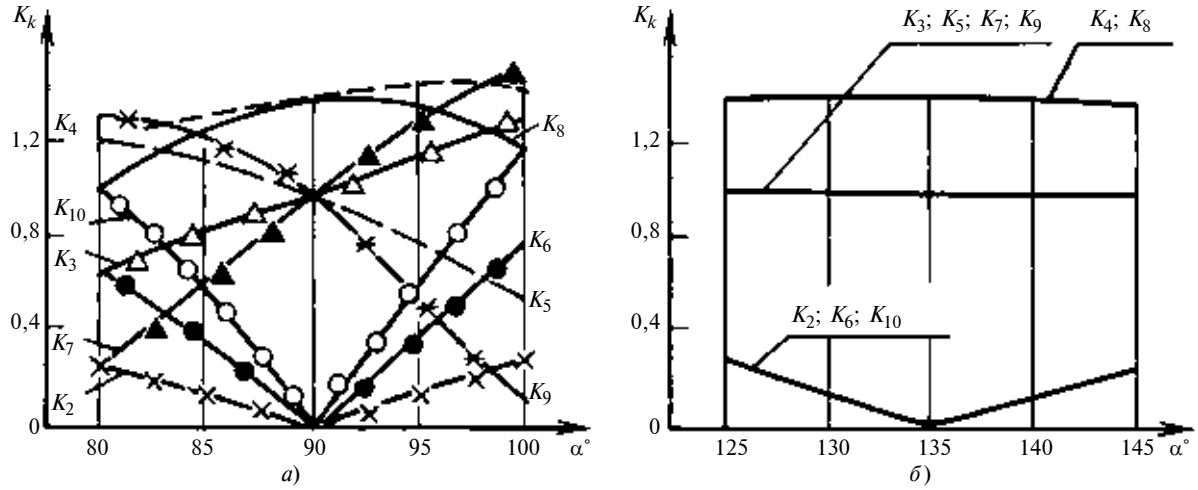


Рис. 4. Семейства кривых функции передаточных коэффициентов K_k для гармоник $k = 2 \div 10$ вблизи фиксированных параметров $\psi = 90°$, $\alpha = 135°$:
а — $K_k = Z_k(k, \psi, \alpha = 135°)$; *б* — $K_k = Z_k(k, \alpha, \psi = 90°)$

а также угловым расположением граней призм или опорных элементов люнетов и точки контакта измерительного датчика. Исследования показали, что функция передаточных коэффициентов K_k весьма чувствительна к изменениям параметров расположения опорных элементов люнетов или граней призм и точки контакта измерительного датчика.

На рис. 4 представлены семейства кривых $K_k = Z_k(k; \psi_i; \alpha = 135°)$ и $K_k = Z_k(k; \psi = 90°; \alpha_i)$ изменения функции передаточных коэффициентов для гармоник $k = 2 \div 10$ вблизи фиксированных параметров $\psi = 90°$, $\alpha = 135°$, которые соответствуют схеме контроля радиального биения с использованием призм с углом 90° при расположении измерительного датчика в вертикальной плоскости. Поэтому при контроле радиального биения поверхностей деталей непосредственно на обрабатывающем станке с установкой на жестких двухопорных люнетах (см. рис. 2) необходимо учитывать угол контакта базовых поверхностей опорных шеек и каждого опорного вкладыша люнета [2].

Для оценки возможных погрешностей измерения при различных схемах производственного контроля радиального биения поверхностей деталей машин разработаны методика и программное обеспечение определения спектров амплитуд и фаз гармонических составляющих собственного радиального биения контролируемого профиля. Так как гармонические составляющие различных частот не коррелированы между собой, дисперсию радиального биения контролируемого профиля, вызываемую ими, находим по формуле

$$D_{A_k} = \sum_{k=1}^{k=p} \frac{A_k^2}{2}.$$

Программным обеспечением предусматривается определение значимости каждой гармонической составляющей в результирующих отклонениях исследуемого профиля.

Проверку предложенного метода проводили в лабораторных условиях на специальном приспособлении и в производственных условиях для статистической оценки радиального биения основных поверхностей рабочих и опорных валков листопрокатных станов ОАО "НЛМК". В результате полученных данных по спектральному анализу отклонений формы и радиального биения основных поверхностей деталей классов валов и втулок установлено, что макроотклонения поверхностей технологических (установочных) и сборочных баз после шлифования можно с достаточной точностью аппроксимировать суммой гармонических составляющих второго, третьего и четвертого порядков, относительное распределение амплитуд $A_2 : A_3 : A_4$ которых соответствует диапазону от 1 : 0,5 : 0,4 до 1 : 0,4 : 0,2. На их долю приходится до $70 \div 80$ % дисперсии результирующих отклонений формы. Отклонения поперечной формы поверхностей вращения после чистовых токарных операций, в том числе и после тонкого обтачивания и растачивания резцами из сверхтвердых материалов — Эльбора-Р и Гексанита-Р, также можно аппроксимировать суммой этих гармоник, доминирующей среди которых является эллипсность.

Исследования показали, что в зависимости от соотношения значений амплитуд и фаз гармонических составляющих в спектрах отклонений формы поверхностей базовых шеек, углов расположения граней призм или опорных элементов люнетов, точки контакта измерительного датчика погрешности измерения радиального биения могут колебаться в широком диапазоне относительно реальных отклонений контролируемого профиля. При существующем соотношении значений амплитуд гармонических составляющих отклонений формы базо-

вых поверхностей $A_2 : A_3 : A_4$ в пределах от 1 : 0,5 : : 0,4 до 1 : 0,4 : 0,2 наиболее рациональной схемой производственного контроля следует признать схему с параметрами $\psi = 90°$, $\alpha = 135°$, т. е. при использовании стандартных призм с углом $\psi = 90°$ и расположении измерительного датчика в вертикальной плоскости. При этой схеме контроля погрешности измерения находятся в диапазоне $20 \div 40$ % суммарной дисперсии результирующих отклонений контролируемого профиля. Для выявления доминирующих гармонических составляющих в результирующих отклонениях контролируемого профиля следует рекомендовать схемы: для эллипсности — $\psi = 90°$, $\alpha = 135°$; для трехвершинной огранки — $\psi = 120°$, $\alpha = 30°$ и $\psi = 60°$, $\alpha = 150°$; для четырехвершинной огранки — $\psi = 90°$, $\alpha = 45°$. Функция передаточных коэффициентов K_k для этих гармоник имеет нулевое значение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сухов М. Ф., Зюзин А. А.** О контроле радиального биения деталей // Изв. вузов. Машиностроение. 1976. № 1. С. 174—178.

2. **Сухов М. Ф., Зюзин А. А.** О точности поперечной формы валков листопрокатных станов при шлифовании на неподвижных люнетах // Изв. вузов. Машиностроение. 1974. № 7. С. 155—158.

УДК 621.833.6

Ф. И. ПЛЕХАНОВ, д-р техн. наук, В. С. КУЗНЕЦОВ, канд. техн. наук
(Глазовский инженерно-экономический институт ИжГТУ),
e-mail: gfizhgtu@udm.net

Исследование деформативности элементов зубчатой планетарной передачи

Приведен аналитический метод решения задачи напряженно-деформированного состояния водила и оси сателлита зубчатой планетарной передачи в зоне их сопряжения. Установлено влияние исследуемых звеньев на податливость соединения и погрешность направления оси сателлита. Предложены меры по выравниванию нагрузок в зацеплениях.

Ключевые слова: планетарная передача, сопряжение ось-водило, деформация, зацепление, распределение нагрузки.

Analytical solution method of the deflected mode problem of spider and axis of satellite of toothed planetary gear in zone of their conjugation is presented. Influence of links under study upon the joint compliance and the satellite's axis direction error was ascertained. The means regarding alignment of loads in the gearings have been proposed.

Keywords: planetary gear, conjugation, axis-spider, deformation, gearing, load distribution.

Многопоточные зубчатые планетарные передачи типа 2К-Н (передачи Джеймса) широко применяются в технике ввиду их хороших массогабаритных показателей, высокой несущей способности и малых потерь мощности на трение. Однако имеющие место погрешности изготовления и монтажа этих механизмов приводят к неравномерному распределению нагрузки в зацеплениях, что снижает эффект многопоточности передачи механической энергии. Поэтому при проектировании данных зубчатых передач следует знать закон распределения нагрузки в зацеплениях и влияние на него деформативности отдельных деталей. С одной стороны, податливость щеки водила и оси сателлита в месте их соединения способствует компенсации погрешности изготовления и выравниванию нагрузки по длине зубьев или венцам сателлита передачи 2К-Н (рис. 1). С другой стороны, меры, направленные на повышение податливости, связаны с необходимостью изменения размеров или формы указанных звеньев, что может привести к чрезмерному увеличению напряжений и выходу передачи из строя. Поэтому важно знать напряжения и деформации в зоне сопряжения щеки водила и оси сателлита (рис. 2).

Податливость указанных звеньев находится, как правило, опытным путем или численным

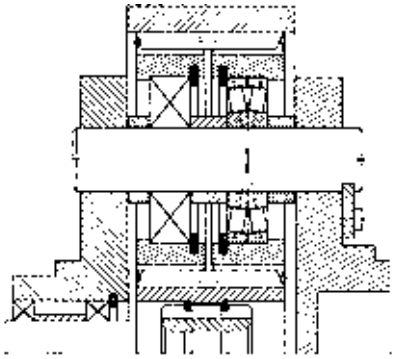


Рис. 1. Сечение планетарной передачи 2К-Н (передача Джеймса) с самоустанавливающимися сателлитами

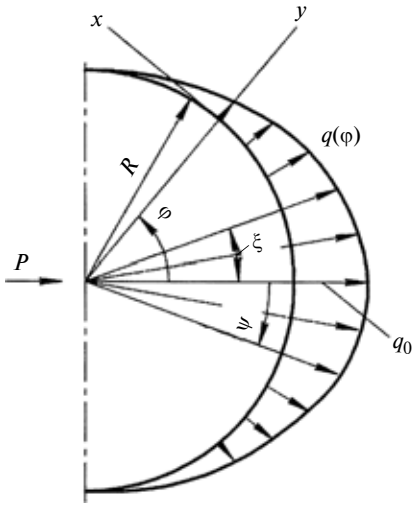


Рис. 2. Схема сопряжения оси сателлита со щекой водила

методом, при этом задаются конкретные значения параметров передачи.

Установим аналитически законы изменения напряжений в зоне сопряжения оси сателлита и щеки водила. Для этого выделим элемент щеки и рассмотрим его равновесие под действием нормальных и касательных напряжений, считая его балкой на упругом основании и используя принцип суперпозиции (рис. 3).

Уравнение поперечного изгиба балки имеет вид:

$$\frac{M(y)}{IE} + 2\frac{K(1+\mu)}{E\Delta xb} = \delta_x^{\mathrm{II}}(y),$$

где $M(y) = \left[M(\varphi) - \int_0^y \sigma_x(z)(y - z)\mathrm{d}z\right]b$ — момент изгиба; $P_x(y) = \sigma_x(y)b$ — погонная поперечная сила; $\delta_x(y) = \sigma_x(y)b/C$ — поперечный прогиб балки, $C = E/f$ — жесткость упругого основания ($f = \mathrm{const}$); $I = b\Delta x^3/12$ — осевой момент инерции; E — модуль упругости первого рода; μ — коэффициент Пуассона, $K = 1, 2$; b — толщина щеки водила.

Отсюда после двукратного дифференцирования получим:

$$\sigma_x^{\mathrm{IV}}(y) - \frac{2K(1+\mu)}{bf\Delta x}\sigma_x^{\mathrm{II}}(y) + \frac{12}{bf\Delta x^3}\sigma_x(y) = 0.$$

Погонная поперечная сила $P_x(y)$, а следовательно, и напряжения $\sigma_x(y)$ балки на упругом основании изменяются по закону затухающих колебаний. Учитывая, что изгиб является стесненным (упругое основание располагается с двух сторон балки), можно предположить, что сила $P_x(y)$ и напряжения $\sigma_x(y)$ изменяются по апериодическому закону, тогда

$$\sigma_x(y) = (A + By)\mathrm{e}^{-\Theta y} = B(y - 1/\theta)\mathrm{e}^{-\Theta y}.$$

Установим связь между найденными нормальными напряжениями и касательными напряжениями $\Delta\tau(y)$, учитывая закон парности и выражая $\Delta\tau(y)$ через средние касательные напряжения в поперечных сечениях рассматриваемой балки:

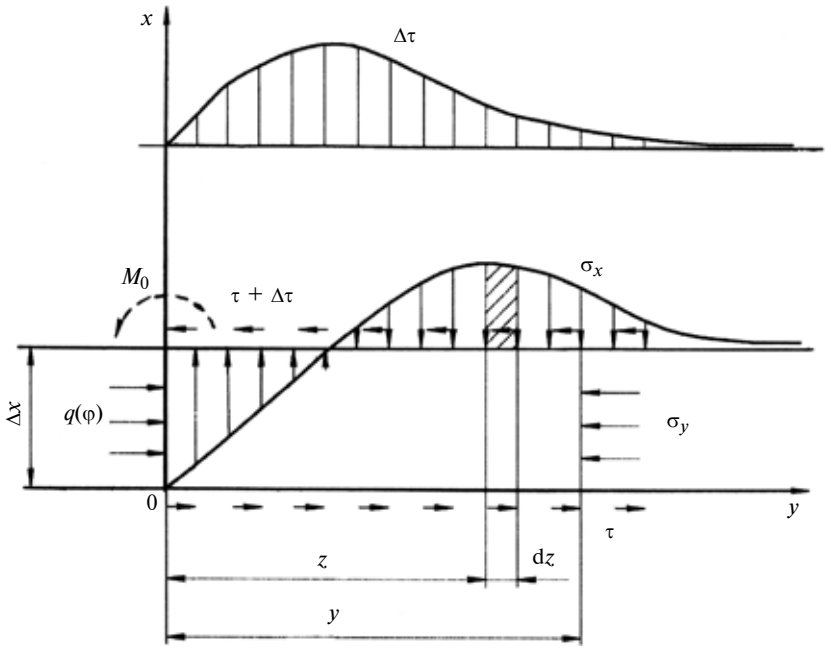


Рис. 3. Схема нагружения элемента щеки водила

$$\Delta\tau(y) = D\int_0^y [(z - 1/\Theta)\mathrm{e}^{-\Theta z}/\Delta x]\mathrm{d}z = -Dy\mathrm{e}^{-\Theta y}/(\Delta x\Theta),$$

где D определяется из уравнения статики.

Тогда $\Delta\tau(y) = q(\varphi)\Delta x\Theta^2 y\mathrm{e}^{-\Theta y} = q(\varphi)\dfrac{12}{K(1+\mu)}\Delta xy\,\mathrm{e}^{-\Theta y}$.

Здесь $q(\varphi) = q_0\cos\varphi$ [1], где $q_0 = 2P/(\pi R)$, $P = F_0/(2b)$ (F_0 — нагрузка на ось сателлита).

Таким образом, искомое нормальное напряжение имеет вид:

$$\sigma_y(y) = q(\varphi) - \int_0^y [\Delta\tau(z)\mathrm{d}z]/\Delta x = (1 + \Theta y)\mathrm{e}^{-\Theta y}q_0\cos\varphi.$$

Вызванное им максимальное перемещение оси сателлита в направлении погонной нагрузки P (при $\varphi = 0$) находится по формуле

$$\delta_\sigma = \int_0^\infty \sigma_y(y)\mathrm{d}y/E = 2q_0/(E\Theta). \quad (1)$$

Для определения Θ необходимо увязать полученное перемещение с перемещением, обусловленным действием касательных напряжений τ в произвольном сечении щеки водила. Для этого воспользуемся энергетическим методом.

Потенциальная энергия сдвига элемента щеки размерами $b \times \mathrm{d}y \times (R + y)\mathrm{d}\varphi$ имеет вид:

$$\Delta\mathrm{d}U = b\tau^2\mathrm{d}y\mathrm{d}\varphi(1 + \mu)(R + y)/E.$$

Энергия балки бесконечной длины, равная работе перемещения, обусловленного касательными напряжениями, определяется выражением

$$\mathrm{d}U = b\mathrm{d}\varphi\int_0^\infty (1 + \mu)\tau^2(R + y)\mathrm{d}y/E = 0{,}5b\mathrm{d}\delta_\tau\int_0^\infty \tau\mathrm{d}y.$$

Отсюда

$$\delta_\tau = 2(1 + \mu)\times \int_0^{\pi/2}\left[\int_0^\infty \tau^2(R + y)\mathrm{d}y/\int_0^\infty \tau\mathrm{d}y\right]\mathrm{d}\varphi/E. \quad (2)$$

Закон изменения входящего в последние уравнения напряжения τ вдоль оси y аналогичен закону изменения напряжения

$\Delta\tau(y)$ выделенного элемента щеки водила (см. рис. 3), тогда

$$Q^{\mathrm{I}}(\varphi)\mathrm{d}\varphi = \int_0^\infty \mathrm{d}\tau\mathrm{d}y =$$

$$= \int_0^\infty H(\varphi)\mathrm{d}\varphi y\mathrm{e}^{-\Theta y}\mathrm{d}y. \qquad (3)$$

Здесь $H(\varphi)$ — функция, выражающая зависимость напряжения в произвольном сечении от параметра φ; $Q(\varphi)$ — радиальная сила, приходящаяся на единицу толщины щеки водила.

Радиальная сила может быть найдена как поперечная сила кривого бруса с учетом того, что при $\varphi = 0$ имеем $\tau = 0$ и $Q(\varphi) = 0$:

$$Q(\varphi) = \int_0^\infty q(\xi)\cos(\varphi - \xi)R\mathrm{d}\xi -$$

$$- \sin\varphi \int_0^{\pi/2} q(\psi)\sin\psi R\mathrm{d}\psi =$$

$$= 0{,}5q_0R\varphi\cos\varphi.$$

Из уравнения (3) получаем функцию $H(\varphi)$, затем находим касательное напряжение:

$$\tau = 0{,}5q_0R\Theta^2y\mathrm{e}^{-\Theta y}\times$$

$$\times\int_0^\varphi(\cos\xi - \xi\sin\xi)\mathrm{d}\xi =$$

$$= 0{,}5q_0R\Theta^2y\mathrm{e}^{-\Theta y}\varphi\cos\varphi. \qquad (4)$$

Подставив уравнение (4) в выражение (2), получим:

$$\delta_\tau = (1 + \mu)\int_0^{\pi/2}\varphi\cos\varphi q_0R(2\Theta R +$$

$$+ 3)\mathrm{d}\varphi/(8E) = (0{,}5\pi - 1)\times$$

$$\times(1 + \mu)q_0R(2\Theta R + 3)/(8E). \quad (5)$$

Приравняв правые части уравнений (5) и (1), получим:

$$\Theta R = -0{,}75 +$$

$$+ \sqrt{0{,}56 + \frac{8}{(0{,}5\pi - 1)(1 + \mu)}}.$$

Тогда относительная податливость, обусловленная деформацией щеки водила, имеет вид:

$$\bar{\delta} = \delta_\sigma E/p = 4/(\pi\Theta R).$$

Деформация δ^* оси сателлита в месте сопряжения со щекой водила определяется по тем же зависимостям, что и деформация щеки, но при определении потенциальной энергии сдвига рассматривается элемент оси с размерами $b \times \mathrm{d}y \times (R - y)\mathrm{d}\varphi$. Получим:

$$\Theta^*R = 0{,}75 +$$

$$+ \sqrt{0{,}56 + 8/[(0{,}5\pi - 1)(1 + \mu)]}$$

и суммарную относительную податливость:

$$\overline{\delta_\Sigma} = \overline{\delta^*} + \bar{\delta} =$$

$$= 4(1/\Theta + 1/\Theta^*)/(\pi R) =$$

$$= \sqrt{(0{,}473 + 0{,}018\mu)(1 + \mu)},$$

(для остальных оси и жесткого водила $\overline{\delta_\Sigma} = 0{,}8$).

Для оценки точности приведенного метода расчета использовали компьютерную модель сопряжения оси сателлита со щекой водила. Численное решение задачи дало результаты, близкие результатам аналитического решения (рис. 4).

Используя уравнение связи между начальным углом неприлегания зубьев, жесткостью зацепления и коэффициентом неравномерности распределения нагрузки, определим силы взаимодействия оси сателлита со щеками водила и уменьшение угла $\Delta\gamma$ перекоса оси вследствие податливости сопряжения, рассмотрев рациональную конструкцию передачи с самоустанавливающимися звеньями (см. рис. 1) [1].

При неблагоприятном направлении угла перекоса сателлита имеем:

$$\left.\begin{aligned} &\Delta\omega = c\cos\alpha_w(\gamma - \Delta\gamma)l;\\ &\Delta\gamma = \overline{\delta_\Sigma}(P_2 - P_1)/(EL);\\ &P_2 - P_2 = 2\frac{\Delta\omega b_w l}{bL}\cos\alpha_w,\end{aligned}\right\} \quad (6)$$

где P_1, P_2 — погонная нагрузка на левую и правую щеки водила ($P_2 > P_1$}; $\Delta\omega$ — разница погонных нагрузок в зацеплениях левого и правого венцов сателлита;

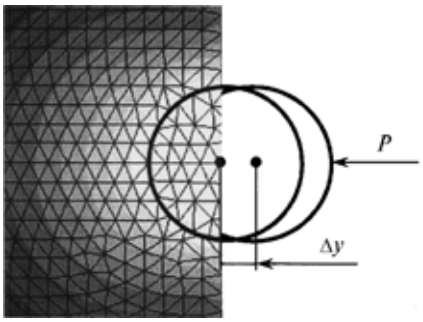


Рис. 4. Модель сопряжения оси сателлита со щекой водила

$l \approx 1{,}1b_w$ — расстояние между центрами венцов сателлитов; $L \approx 2{,}1b_w + 1{,}2b$ — расстояние между центрами опорных поверхностей щек водила; γ — начальный угол перекоса оси; b_w — ширина венца сателлита; $\alpha_w \approx 20°$ — угол зацепления; $c \approx 0{,}075E$ — жесткость зацепления [2].

Из выражения (6) следует:

$$\frac{\Delta\gamma}{\gamma} =$$

$$= \left\{1 + \left[2c\frac{\overline{\delta_\Sigma}}{E}\frac{b_w}{b}\left(\frac{l}{L}\right)^2\cos^2\alpha_w\right]^{-1}\right\}^{-1},$$

т. е. начальный угол перекоса снижается вследствие податливости щеки водила.

Еще больше снизить угол перекоса оси и уменьшить коэффициент неравномерности распределения нагрузки в зацеплениях можно используя дополнительные податливые элементы в мес-

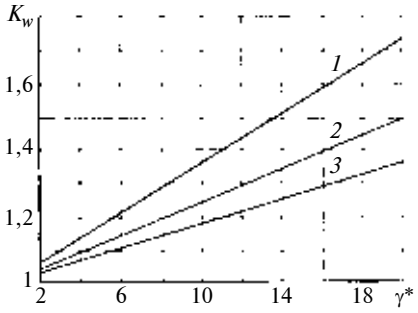


Рис. 5. Зависимости изменения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по венцам сателлита от угла перекоса оси сателлита (*1* — $\delta_\Sigma = 0{,}8$; *2* — $\delta_\Sigma = 8$; *3* — $\delta_\Sigma = 16$)

тах сопряжения оси со щеками водила или выполнив щеки водила нежесткими [3].

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по венцам сателлита с учетом $\Delta\gamma$ имеет вид:

$$K_w = 1 + 0{,}5\Delta\omega/\omega = \\ = 1 + 0{,}5\gamma cl\cos\alpha_w(1 - \Delta\gamma/\gamma)/\omega,$$

где ω — средняя погонная нагрузка в зацеплении.

На рис. 5 представлены зависимости изменения K_w от $\gamma^* = \gamma Eb/\omega$ при $b/b_w = 0{,}35$ и различных значениях относительной податливости $\overline{\delta_\Sigma}$. Зависимость *1* ($\overline{\delta_\Sigma} = 0{,}8$) — для водила без податливых вкладышей (см. рис. 1), зависимости *2* и *3* — для водил с вкладышами в щеках с разной податливостью (*2* — $\overline{\delta_\Sigma} = 8$; *3* — $\overline{\delta_\Sigma} = 16$).

Таким образом, предложены зависимости, позволяющие рассчитывать прочность и жесткость соединения оси сателлита с водилом передачи, определять влияние податливости на неравномерность распределения нагрузки в зацеплениях зубчатых колес, устанавливать рациональные параметры планетарного механизма.

Рассмотренная планетарная передача с рассеченными сателлитами используется в механизме вытягивания стальных слитков установки полунепрерывной разливки стали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Плеханов Ф. И., Молчанов С. М., Скопин А. А.** Симметрия нагружения элементов — важнейший принцип конструирования зубчатых передач // Приводная техника. 2003. № 4. С. 30—34.
2. **Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н., Гинзбург Е. Г.** Планетарные передачи. Справочник. Л.: Машиностроение, 1977. 563 с.
3. **Пат. 2291335 Рос. Федерации:** МПК[7] F16H 1/48. Планетарная передача.

УДК 621.436:621.827.2

А. Д. НАЗАРОВ, д-р техн. наук (Мемфис, США), e-mail: mnazarov@sabainc.com

Массогеометрические параметры противовесов коленчатого вала и уравновешенность двигателей

На примере двигателей рабочим объемом 6 л проведением специальных экспериментальных исследований доказана возможность практического применения разработанных теоретических положений, способа и методики, выведенных формул, использование которых позволяет полностью компенсировать суммарную неуравновешенную массу деталей кривошипно-шатунного механизма двигателей, увеличение массогеометрических параметров и радиуса сектора всех противовесов коленчатого вала. Внедрение предложенного способа на предприятиях-изготовителях и в условиях моторемонтного производства не вызывает трудностей, требует незначительных затрат, легко осуществимо и позволяет значительно повысить основные качественные показатели двигателей.

Ключевые слова: уравновешенность двигателя, противовесы коленчатого вала, компенсация суммарной неуравновешенной массы кривошипно-шатунного механизма.

By means of special experimental research on the example engines with useful capacity of 6 liters a possibility of practical use of elaborated theoretical justifications, method, technique, and deduced formulae has been shown. The use of the results obtained allows compensate completely overall unbalanced mass of details of the engine's crank mechanism, increasing of mass-geometrical parameters, and sector radius of all counterweights of the crankshaft. It was found that the use of proposed method and technique on the manufacturers and in conditions of the motor-repair production does not evolve any obstacles and heavy expenses. At the same time, together with ease realization it allows to enhance considerably basic qualitative adjectives of the engines.

Keywords: balanced state of engine, counterweights of the crankshaft, compensation of overall unbalanced mass of crank mechanism.

В работе [1] было установлено, что суммарную неуравновешенную массу (СНМ) $\Delta m_у$ деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ) двигателей V-8 можно полностью компенсировать увеличением массогеометрических параметров (МГП) отдельных или всех противовесов коленчатого вала (КВ). Значения компенсируемых данным способом СНМ $\Delta m_{УК}$ определяются конструктивными особенностями двигателей, их коленчатого и распределительного валов, поршней и блока цилиндров, значениями и возможными пределами увеличения МГП и, как следствие, радиуса сектора противовесов. Они зависят также от способа уравновешивания двигателей, числа и схемы размещения противовесов. Для одной и той же модели двигателя на значения $\Delta m_{УК}$ влияет способ компенсации СНМ деталей КШМ. Если для этой цели увеличивают МГП всех противовесов, то $\Delta m_{УК}$ имеет одни значения, а если отдельных их сочетаний — другие (бóльшие). Достоверность изложенного подтверждена результатами теоретических и экспериментальных исследований, проведенных на двигателях V-8 рабочим объемом V_{st} = 6 л и на их КВ. Указанные двигатели уравновешивают путем уста-

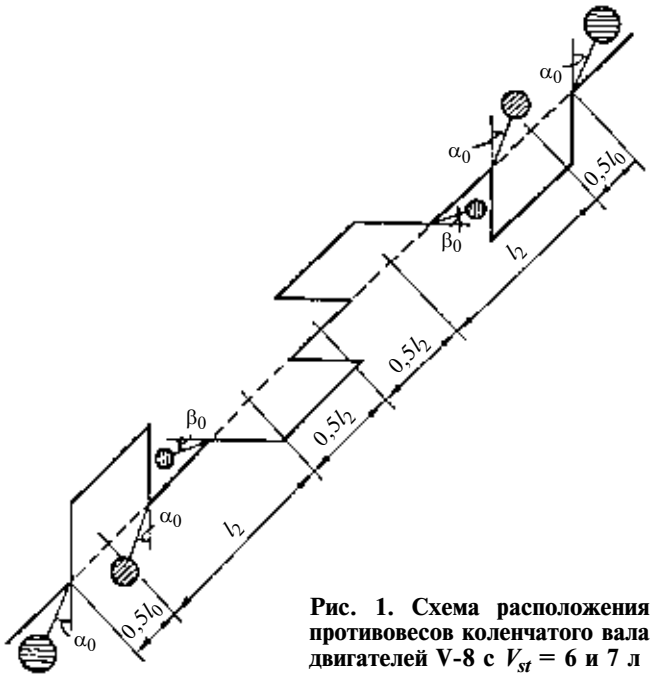


Рис. 1. Схема расположения противовесов коленчатого вала двигателей V-8 с V_{st} = 6 и 7 л

новки противовесов на продолжении 1, 2, 3, 6, 7 и 8-й щек КВ по схеме, представленной на рис. 1.

При первоначальном проектировании двигателя с $V_{st} = 6$ л на противовесе, находящемся на продолжении 8-й щеки КВ, был предусмотрен технологический уступ массой $m_{ус} = 2{,}94$ г. Его используют как технологическую базу при механической обработке КВ на первичных операциях. Поэтому при определении суммарного момента центробежных сил инерции от МГП противовесов КВ, оценке уравновешенности рассматриваемых двигателей и разработке теоретических основ компенсации СНМ деталей КШМ рассматриваемым способом необходимо учитывать наличие уступа, так как это уменьшает массу восьмого противовеса и расстояние от его центра тяжести до оси вращения.

При любых числе и схеме размещения противовесов КВ их МГП должны удовлетворять определенным требованиям [1]. В случае применения рассматриваемого способа уравновешивания двигателей V-8 (см. рис. 1) наряду с обеспечением указанных требований необходимо выполнение соотношений:

$$m_{в1} = m_{в8};\ \rho_1 = \rho_8;\ m_{в2} = m_{в7};\ \rho_2 = \rho_7;\ m_{в3} = m_{в6};\ \rho_3 = \rho_6; \quad (1)$$

$$m_{в1}\rho_1 = m_{в8}\rho_8;\ m_{в2}\rho_2 = m_{в7}\rho_7;\ m_{в3}\rho_3 = m_{в6}\rho_6, \quad (2)$$

где $m_{вi}$ и ρ_i — масса и расстояние от оси вращения до центра тяжести противовеса, находящегося на продолжении i-й щеки КВ, определенные при первоначальном проектировании двигателей.

Для исследуемых двигателей первые два из равенств (1) и первое из соотношений (2) не обеспечиваются, т. е. для них имеют место неравенства:

$$m_{в1} > m_{в8};\ \rho_1 > \rho_8;\ m_{в1}\rho_1 > m_{в8}\rho_8, \quad (3)$$

вследствие чего теоретические положения и математические зависимости, приведенные в работах [1, 2], для анализируемой схемы размещения противовесов КВ двигателей V-8 не могут быть использованы и должны быть уточнены.

Для рассматриваемых двигателей моменты M_{01}, M_{02}, M_{03}, вызываемые центробежными силами от МГП противовесов, расположенных на продолжении 1-й и 8-й, 2-й и 7-й, 3-й и 6-й щек КВ, вычисляют по формулам:

$$M_{01} = 0{,}5m_{в1}\rho_1(1 + c_0)l_2\omega^2c_1;\ M_{02} = m_{в2}\rho_2l_2\omega^2c_2;\ M_{03} = m_{в3}\rho_3l_2\omega^2c_3, \quad (4)$$

где c_i — постоянные безразмерные конструктивные коэффициенты (параметры); l_2 — расстояние между серединами двух соседних шатунных шеек КВ (см. рис. 1); ω — угловая скорость КВ.

Значение коэффициентов c_i определяют по формулам:

$$c_0 = m_{в8}\rho_8/(m_{в1}\rho_1);\ c_1 = 3 + k_0;\ c_2 = 3 - k_0;\ c_3 = 1 + k_0, \quad (5)$$

где $k_0 = l_0/l_2$ — безразмерный постоянный конструктивный параметр (коэффициент); здесь l_0 — расстояние между серединами щек на каждом колене КВ по оси шатунной шейки (см. рис. 1).

Принимая во внимание неравенства (3), для параметра c_0 можно записать:

$$c_0 < 1. \quad (6)$$

Для двигателей $V_{st} = 6$ л имеются три способа компенсации СНМ деталей КШМ, достигаемой увеличением МГП всех противовесов КВ или отдельных их сочетаний. Рассмотрим наиболее оптимальный способ, когда $\Delta m_у$ исследуемых двигателей компенсируют увеличением МГП всех противовесов КВ. Тогда суммарный момент $M_{во}$ центробежных сил инерции от МГП противовесов, являющийся геометрической суммой моментов M_{01}, M_{02}, M_{03}, и угол $\alpha_{во}$ его действия определяют так (см. рис. 2, *а*):

$$M_{во} = [(M_{01} + M_{02})^2 + M_{03}^2 + 2(M_{01} + M_{02})M_{03}\sin(\alpha_0 + \beta_0)]^{0,5}; \quad (7)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{во} = [(M_{01} + M_{02})\sin\alpha_0 + M_{03}\cos\beta_0][(M_{01} + M_{02})\cos\alpha_0 + M_{03}\sin\beta_0]^{-1}, \quad (8)$$

где α_0 и β_0 — углы расположения соответствующих противовесов, определенные при первоначальном

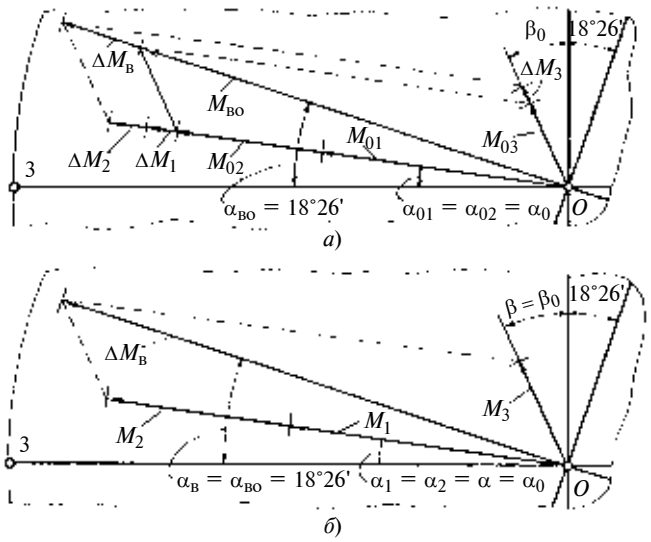


Рис. 2. Схема расположения создаваемых МГП противовесов суммарного момента центробежных сил инерции и его составляющих при уравновешивании двигателей с крайними противовесами КВ в одной плоскости, а средними — в другой при радиусе сектора противовесов, определенном во время первоначального проектирования двигателей (*а*) и после его увеличения (*б*)

проектировании исследуемых двигателей и их КВ (см. рис. 1).

Основываясь на соотношениях (4), из уравнений (7) и (8) получим:

$$M_{во} = l_2\omega^2\{[0{,}5(1 + c_0)c_1m_{в1}\rho_1 + c_2m_{в2}\rho_2]^2 + (c_3m_{в3}\rho_3)^2 + [(1 + c_0)c_1m_{в1}\rho_1 + 2c_2m_{в2}\rho_2]c_3m_{в3}\rho_3\sin(\alpha_0 + \beta_0)\}^{0,5}; \quad (9)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{во} = \frac{[0{,}5(1 + c_0)c_1m_{в1}\rho_1 + c_2m_{в2}\rho_2] \times}{[0{,}5(1 + c_0)c_1m_{в1}\rho_1 + c_2m_{в2}\rho_2] \times} \rightarrow \rightarrow \frac{\times\ \sin\alpha_0 + c_3m_{в3}\rho_3\cos\beta_0}{\times\ \cos\alpha_0 + c_3m_{в3}\rho_3\cos\beta_0}, \quad (10)$$

Введем обозначения:

$$k_1 = m_{в2}\rho_2/(m_{в1}\rho_1); \quad k_2 = m_{в3}\rho_3/(m_{в1}\rho_1), \quad (11)$$

k_1, k_2 — безразмерные постоянные конструктивные параметры.

С учетом равенства (11) зависимости (9) и (10) принимают вид:

$$M_{во} = a_{1c}l_2\omega^2m_{в1}\rho_1; \quad (12)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{во} = \frac{[0{,}5(1 + c_0)c_1 + k_1c_2]\sin\alpha_0 + k_2c_3\cos\beta_0}{[0{,}5(1 + c_0)c_1 + k_1c_2]\cos\alpha_0 + k_2c_3\sin\beta_0}, \quad (13)$$

где a_{c1} — постоянный конструктивный параметр (коэффициент), вычисляемый по формуле

$$a_{c1} = \{[0{,}5(1 + c_0)c_1 + k_1c_2]^2 + k_2^2\,c_3^2 + k_2[1 + c_0)c_1 + 2k_1c_2]c_3\sin(\alpha_0 + \beta_0)\}^{0,5}. \quad (14)$$

При рассматриваемом способе СНМ деталей КШМ компенсируют увеличением $m_{в1}$ и ρ_1, $m_{в2}$ и ρ_2, $m_{в3}$ и ρ_3, $m_{в8}$ и ρ_8 соответственно на $\Delta m_{в1}$ и $\Delta\rho_1$, $\Delta m_{в2}$ и $\Delta\rho_2$, $\Delta m_{в3}$ и $\Delta\rho_3$, $\Delta m_{в8}$ и $\Delta\rho_8$. Моменты M_1, M_2, M_3 от МГП противовесов, находящихся на продолжении 1-й и 8-й, 2-й и 7-й, 3-й и 6-й щек КВ, после увеличения их значений рассчитывают по формулам:

$$M_1 = 0{,}5(1 + c_0)c_1l_2\omega^2(m_{в1} + \Delta m_{в1})(\rho_1 + \Delta\rho_1); \quad (15)$$

$$\left.\begin{aligned} M_2 &= c_2l_2\omega^2(m_{в2} + \Delta m_{в2})(\rho_2 + \Delta\rho_2); \\ M_3 &= c_3l_2\omega^2(m_{в3} + \Delta m_{в3})(\rho_3 + \Delta\rho_3). \end{aligned}\right\} \quad (16)$$

Углы α_0 и β_0 при анализируемом способе не изменяются, вследствие чего моменты M_{01} и M_1, M_{02} и M_2, M_{03} и M_3 действуют под одним и теми же углами (см. рис. 2). С учетом изложенного имеем:

$$\Delta M_1 = M_1 - M_{01}; \ \Delta M_2 = M_2 - M_{02}; \ \Delta M_3 = M_3 - M_{03}, \quad (17)$$

где ΔM_1, ΔM_2, ΔM_3 — рост моментов M_{01}, M_{02}, M_{03}, вызванный увеличением МГП противовесов, находящихся на продолжении 1-й и 8-й, 2-й и 7-й, 3-й и 6-й щек КВ.

На основании изложенного и по аналогии с зависимостями (7) и (8) можно записать (см. рис. 2, *б*):

$$M_в = [(M_1 + M_2)^2 + M_3^2 + 2(M_1 + M_2)M_3\sin(\alpha_0 + \beta_0)]^{0,5}; \quad (18)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_в = [(M_1 + M_2)\sin\alpha_0 + M_3\cos\beta_0][(M_1 + M_2)\cos\alpha_0 + M_3\sin\beta_0]^{-1}. \quad (19)$$

Имея в виду выражения (15) и (16), из формул (18) и (19) получим:

$$M_в = l_2\omega^2\{[0{,}5(1 + c_0)c_1(m_{в1} + \Delta m_{в1})(\rho_1 + \Delta\rho_1) + c_2(m_{в2} + \Delta m_{в2})(\rho_2 + \Delta\rho_2)]^2 + [c_3(m_{в3} + \Delta m_{в3}) \times (\rho_3 + \Delta\rho_3)]^2 + [(1 + c_0)c_1(m_{в1} + \Delta m_{в1})(\rho_1 + \Delta\rho_1) + 2c_2(m_{в2} + \Delta m_{в2})(\rho_2 + \Delta\rho_2)]c_3(m_{в3} + \Delta m_{в3})(\rho_3 + \Delta\rho_3)\sin(\alpha_0 + \beta_0)\}^{0,5}; \quad (20)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_в = \frac{[0{,}5(1 + c_0)c_1(m_{в1} + \Delta m_{в1})(\rho_1 + \Delta\rho_1) +}{[0{,}5(1 + c_0)c_1(m_{в1} + \Delta m_{в1})(\rho_1 + \Delta\rho_1) +} \rightarrow \rightarrow \frac{+\ c_2(m_{в2} + \Delta m_{в2})(\rho_2 + \Delta\rho_2) \times}{+\ c_2(m_{в2} + \Delta m_{в2})(\rho_2 + \Delta\rho_2) \times} \ldots \ldots \frac{\times\ \sin\alpha_0c_3(m_{в3} + \Delta m_{в3})(\rho_3 + \Delta\rho_3)\cos\beta_0}{\times\ \cos\alpha_0c_3(m_{в3} + \Delta m_{в3})(\rho_3 + \Delta\rho_3)\sin\beta_0} \quad (21)$$

Введем обозначения:

$$c_{r0} = [(m_{в8} + \Delta m_{в8})(\rho_8 + \Delta\rho_8)] \times$$
$$\times [(m_{в1} + \Delta m_{в1})(\rho_1 + \Delta\rho_1)]^{-1}; \quad (22)$$

$$k_{r1} = [(m_{в} + \Delta m_{в2})(\rho_2 + \Delta\rho_2)] \times$$
$$\times [(m_{в1} + \Delta m_{в1})(\rho_1 + \Delta\rho_1)]^{-1}; \quad (23)$$

$$k_{r2} = [(m_{в3} + \Delta m_{в3})(\rho_3 + \Delta\rho_3)] \times$$
$$\times [(m_{в1} + \Delta m_{в1})(\rho_1 + \Delta\rho_1)]^{-1}. \quad (24)$$

Выявлено, что результаты расчетов, выполненных по первому из выражений (5), равенствам (11) и (22)÷(24) практически не отличаются. Следовательно, можно записать:

$$c_{r0} = c_0; \;\; k_{r1} = k_1; \;\; k_{r2} = k_2. \quad (25)$$

С учетом зависимостей (9)÷(25) и приведенных в работах [1, 2] теоретических положений и требований было установлено, что для анализируемого способа справедливы соотношения:

$$M_{в} = a_{1c} l_2 \omega^2 (m_{в1}\rho_1 + m_{в1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{в1}\rho_1);$$

$$\Delta M_{в} = a_{1c} l_2 \omega^2 (m_{в1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{в1}\rho_1);$$

$$m_{в1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{в1}\rho_1 = a_{в1c}(m_{c0} + \Delta m_{у}) - m_{в1}\rho_1;$$

$$m_{в1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{в1}\rho_1 = a_{в1c}\Delta m_{у},$$

где $a_{в1c} = 3{,}162\, a_{1c}^{-1} r$ — постоянный конструктивный параметр (коэффициент); m_{c0} — масса, постоянная для конкретной модели двигателя.

Расчетные значения роста массы противовеса, находящегося на продолжении 1-й щеки КВ, определяют по формулам:

$$\left.\begin{aligned} \Delta m_{в.р1} &= [a_{в1c}(m_{c0} + \Delta m_{у}) - \\ &- m_{в1}\rho_1 - m_{в1}\Delta\rho_{з1}]\rho_1^{-1}; \\ \Delta m_{в.р1} &= (a_{в1c}\Delta m_{у} - m_{в1}\Delta\rho_{з1})\rho_1^{-1}, \end{aligned}\right\} \quad (26)$$

где $\Delta\rho_{з1}$ — значение $\Delta\rho_1$, задаваемое на первой стадии расчетов с целью компенсации СНМ деталей КШМ.

Установлено, что при расчетах для практических целей целесообразно задаваться необходимым для компенсации СНМ деталей КШМ увеличением $\Delta m_{в.з1}$ массы первого противовеса, а затем по нему определять расчетные значения приращения $\Delta\rho_{р1}$ расстояния от центра тяжести массы $m_{в1}$ до оси вращения. В этом случае имеют место уравнения:

$$\Delta\rho_{р1} = [a_{в1c}(m_{c0} + \Delta m_{у}) -$$
$$- m_{в1}\rho_1 - \Delta m_{в.з1}\rho_1] m_{в1}^{-1}; \quad (27)$$

$$\Delta\rho_{р1} = (a_{в1c}\Delta m_{у} - \Delta m_{в.з1}\rho_1) m_{в1}^{-1}. \quad (28)$$

При расчетах, необходимых для компенсации СНМ деталей КШМ приращений МГП противовесов КВ, нужно исходить из максимально возможных значений $\Delta m_{у}$ в условиях производства и ремонта двигателей. Наибольшие значения рассматриваемой СНМ при производстве ($\Delta m_{у.и\ max}$) и ремонте ($\Delta m_{у.к\ max}$) двигателей с $V_{st} = 6$ л составляют 3,571 и 7,093 г соответственно. Коленчатый вал двигателей с $V_{st} = 6$ л используют и на двигателях с $V_{st} = 7$ л, для которых $\Delta m_{у.и\ max} = 24{,}778$ г и $\Delta m_{у.к\ max} = 28{,}47$ г. Теоретическим анализом и расчетным путем выявлено, что для приведенных значений $\Delta m_{у}$ при производстве и ремонте исследуемых двигателей величина $\Delta\rho_1$ незначительна и в первом приближении ею можно пренебречь. Следовательно, на первой стадии расчетов для упомянутых двигателей можно принять

$$\Delta\rho_{з1} = 0. \quad (29)$$

С учетом равенства (29) из формул (26) получим:

$$\begin{aligned} \Delta m_{в.р.з1} &= a_{в1c}\rho_1^{-1}(m_{c0} + \Delta m_{у}) - m_{в1}; \\ \Delta m_{в.р.з1} &= a_{в1c}\rho_1^{-1}\Delta m_{у}, \end{aligned} \quad (30)$$

где $\Delta m_{в.р.з1}$ — расчетное значение задаваемого на первой стадии расчетов приращения массы первого противовеса КВ.

Правомерность равенства (29) и, как следствие этого, выражений (30) для каждой конкретной модели и конструкции двигателей должна быть доказана данными теоретических исследований и расчетов.

Очевидно, что для расчетного значения задаваемого на первой стадии расчетов приращения $\Delta\rho_{р.з1}$ расстояния от центра тяжести первого противовеса до оси вращения справедливо равенство

$$\Delta\rho_{р.з1} = 0. \quad (31)$$

Расчеты показывают, что для исследуемых двигателей справедливо соотношение

$$a_{в1c}m_{c0} - m_{в1}\Delta\rho_1 = 0. \quad (32)$$

Установлено, что при правильном выводе расчетных формул, достоверных значениях входящих в них величин, параметров и коэффициентов выражение (31) должно иметь место и для других моделей и конструкций автотракторных двигателей с рассматриваемой схемой размещения противовесов КВ.

С учетом соотношения (32) уравнения (27) и (28) становятся идентичными. Поэтому дальнейшие расчеты целесообразно проводить, основываясь на зависимости (28). Принимая во внимание изложенное и равенство (31), из уравнения (28) имеем: $\rho_{р.з1} = (a_{в1c}\Delta m_{у} - \Delta m_{в.р з1}\rho_1) m_{в1}^{-1} = 0$.

Для всех возможных на практике значений $\Delta m_{у}$ при правильных расчетах имеют место неравенства:

$$\Delta m_{вi} > 0; \; \Delta\rho_i > 0; \; \Delta m_{в1} > 0;$$
$$\Delta\rho_1 > 0; \; \Delta m_{в.з1} > 0; \; \Delta\rho_{з1} > 0. \quad (33)$$

С целью удовлетворения пятого требования условий (39) необходимо наличие неравенства $\Delta m_{\text{в.з1}} < a_{\text{в1}c}\rho_1^{-1}\Delta m_{\text{у}}$. Введем обозначение

$$k_{\text{в.з1}} = \Delta m_{\text{в.р.з1}}/\Delta m_{\text{в.з1}}. \quad (34)$$

Из сопоставления первых и вторых формул соотношений (26) и (30) следует:

$$\Delta m_{\text{в.р.з1}} > \Delta m_{\text{в.з1}}. \quad (35)$$

Справедливость неравенства (35) подтверждается и тем, что в выражениях (26) учтено приращение $\Delta\rho_{\text{з1}}$, на практике всегда имеющее место, а в выражениях (30) — нет. Учет $\Delta\rho_{\text{з1}}$, как видно из уравнений (26), уменьшает значение $\Delta m_{\text{в.з1}}$ ($\Delta m_{\text{в.р1}}$). На основании изложенного можно записать: $k_{\text{в.з1}} > 1$. Из формулы (34) получим:

$$\Delta m_{\text{в.з1}} = k_{\text{в.з1}}^{-1}\Delta m_{\text{в.р.з1}}. \quad (36)$$

Параметр $k_{\text{в.з1}}$ для каждой конкретной модели и конструкции двигателей имеет определенное значение, устанавливаемое на основе теоретических исследований, расчетов и результатов специально проведенных экспериментов. Для автотракторных двигателей V-8 с рассматриваемой схемой расположения противовесов коленчатого вала при расчетах можно принять $k_{\text{в.з1}} = k_{\text{в.з2}} = 1{,}36 \div 1{,}054$.

По зависимостям (30) вычисляют значение $\Delta m_{\text{в.р.з1}}$. Затем, установив значение $k_{\text{в.з1}}$, по соотношению (36) определяют значение $\Delta m_{\text{в.з1}}$. Зная $\Delta m_{\text{в.р.з1}}$ по формулам (27), (28) рассчитывают величину $\Delta\rho_{\text{р1}}$. Далее уточняют величины рассматриваемых параметров и устанавливают окончательные значения $\Delta m_{\text{в1}}$ и $\Delta\rho_1$. Выявлено, что для расчетов можно принять

$$\Delta m_{\text{в}}/m_{\text{в1}} = \Delta m_{\text{в}i}/m_{\text{в}i}; \quad \Delta\rho_1/\rho_1 = \Delta\rho_i/\rho_i. \quad (37)$$

Из соотношений (37) имеем:

$$\Delta m_{\text{в}i} = \Delta m_{\text{в1}} m_{\text{в1}}^{-1} m_{\text{в}i}; \ \Delta\rho_i = \Delta\rho_1\rho_1^{-1}\rho_i. \quad (38)$$

С учетом выражений (38) получим:

$$\Delta m_{\text{в2}} = \Delta m_{\text{в1}} m_{\text{в1}}^{-1} m_{\text{в2}}; \ \Delta\rho_2 = \Delta\rho_1\rho_1^{-1}\rho_2; \quad (39)$$

$$\Delta m_{\text{в3}} = \Delta m_{\text{в1}} m_{\text{в1}}^{-1} m_{\text{в3}}; \ \Delta\rho_3 = \Delta\rho_1\rho_1^{-1}\rho_3. \quad (40)$$

Увеличение Δr_i радиуса сектора i-го противовеса, необходимое для компенсации СНМ деталей КШМ и соответствующее $\Delta m_{\text{в}i}$, составляет:

$$\Delta r_i = 57{,}307\Delta m_{\text{в}i}(\varphi_{\text{в}i}h_i\gamma_{\text{к}}r_{\text{c}i})^{-1}, \quad (41)$$

где $\varphi_{\text{в}i}$ и $r_{\text{c}i}$ — угол и радиус сектора i-го противовеса, определенные в процессе первоначального проектирования двигателей и его КВ; h_i — толщина i-го противовеса; $\gamma_{\text{к}}$ — плотность материала КВ.

Значения угла $\varphi_{\text{в}i}$ в формулу (41) необходимо подставлять в радианах.

На основании приведенных выше методик, теоретических положений и зависимостей устанавливают приращения МГП и соответствующие им увеличения радиусов секторов всех противовесов КВ исследуемых двигателей при рассматриваемом способе. Они полностью компенсируют СНМ деталей КШМ, устраняют дополнительный свободный суммарный неуравновешенный момент и обеспечивают действительную уравновешенность двигателей с $V_{st} = 6$ л.

Ниже представлены результаты расчетов и экспериментальных исследований, подтверждающих практическую возможность компенсации СНМ деталей КШМ новых и прошедших капитальный ремонт двигателей с $V_{st} = 6$ л приведенным выше способом. При этом использованы рассмотренные теоретические положения, методики и формулы, а также данные работы [3] и табл. 1.

Результаты исследований представлены на рис. 3, *а—в* и в табл. 2. Значения $\Delta m_{\text{у}}$, приведенные в этой таблице, соответствуют наибольшим и возможным ее величинам при производстве и ремонте двигателей с рабочими объемами 6 и 7 л. Из графиков изменения приращений МГП и радиуса сектора противовесов, компенсирующих соответствующие значения СНМ деталей КШМ в условиях их производства и ремонта, в зависимости от этой

Таблица 1

Некоторые параметры двигателей с $V_{st} = 6$ л и их коленчатого вала

Обозначение, размерность	Значение	Обозначение, размерность	Значение
$m_{\text{в1}}$, г	264,04	β_0	25°
ρ_1, мм	54,7	$\sin\beta_0$	0,4226
$m_{\text{в1}}\rho_1$, г · мм	14443,0	$\cos\beta_0$	0,9063
$m_{\text{в2}} = m_{\text{в7}}$, г	178,61	$\alpha_0 + \beta_0$	36
$\rho_2 = \rho_7$, мм	51,9	$\sin(\alpha_0 + \beta_0)$	0,5878
$m_{\text{в2}}\rho_2 = m_{\text{в7}}\rho_7$, г · мм	9669,9	k_0	0,643
$m_{\text{в3}} = m_{\text{в6}}$, г	166,57	c_1	3,643
$\rho_3 = \rho_6$, мм	53,0	c_2	2,357
$m_{\text{в3}}\rho_3 = m_{\text{в6}}\rho_6$, г · мм	8828,2	c_3	1,643
$m_{\text{в8}}$, г	260,99	m_{c0}, г	554,76
ρ_8, мм	54,3	$a_{1\text{c}}$	5,769
$m_{\text{в8}}\rho_8$, г · мм	14171,8	$a_{\text{в1}c}$, мм	26,035
k_1	0,642	$\varphi_{\text{в1}} = \varphi_{\text{в2}} = \varphi_{\text{в7}} = \varphi_{\text{в8}}$	142°
k_2	0,611	$\varphi_{\text{в3}} = \varphi_{\text{в6}}$	116°
c_0	0,981	$\gamma_{\text{к}}$, г/см^3	0,79
l_2, мм	136,0	$r_{\text{c}i} = r_{\text{c}}$, мм	99
l_0, мм	87,5	$h_1 = h_8$, мм	34,0
α_0	11°	$h_2 = h_3 = h_6 = h_7$, мм	21,0
$\sin\alpha_0$	0,1908	$k_{\text{в.з1}} = k_{\text{в.з2}}$	1,042
$\cos\alpha_0$	0,9816		

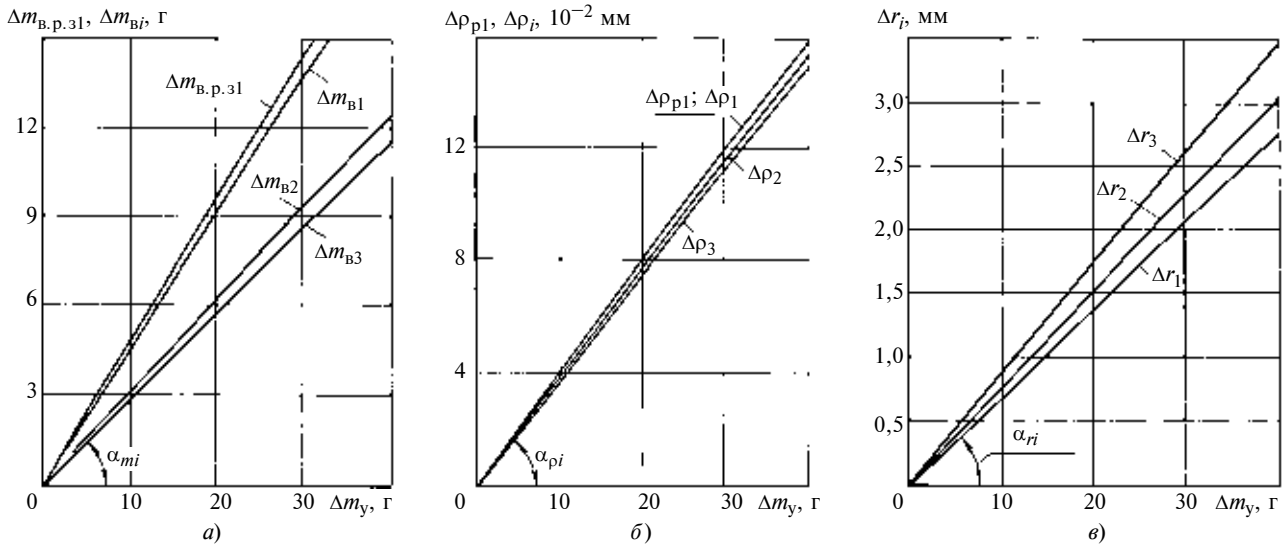


Рис. 3. Приращение массы (*а*), расстояния от центра тяжести (*б*) и радиуса сектора (*в*) противовесов в зависимости от СНМ деталей КШМ при рассматриваемом способе ее компенсации

массы (см. рис. 3, *а—в*) видно, что рассматриваемые приращения увеличиваются с ростом указанной СНМ по линейным зависимостям, проходящим через начало координат и под определенными углами к оси абсцисс.

Наибольшее возможное увеличение $\Delta r_{\delta i}$ радиуса сектора *i*-го противовеса определяется исходя из условия отсутствия задевания его торцевой наружной поверхностью нижних кромок юбки поршня, внутренних частей блока цилиндров и наружной поверхности опор распределительного вала на всех режимах работы двигателя. Значение $\Delta r_{\delta i}$ устанавливают расчетным путем, основываясь на номинальной величине и отклонениях от нее размеров КВ и его противовесов, деталей шатунно-поршневой группы, блока цилиндров, их монтажных, тепловых и силовых деформаций, на действительных зазорах в сопряжениях деталей КШМ и цилиндропоршневой группы. Зная $\Delta r_{\delta i}$, вычисляют наибольшие возможные значения рассматриваемых параметров *i*-го противовеса КВ по зависимостям:

$$\Delta m_{\text{в}\delta i} = c_{\text{в}i}[(1 + c_{ri}\Delta r_{\delta i})^2 - 1]; \qquad (42)$$

$$\Delta\rho_{\delta i} = \rho_i[\{1 + c_{ai}[(1 + \Delta r_{\delta i} r_{\text{с}i}^{-1})^3 - 1]\} \times$$
$$\times \{1 + c_{di}[(1 + \Delta r_{\delta i} r_{\text{с}i}^{-1})^2 - 1]\}^{-1} - 1], \qquad (43)$$

где $c_{\text{в}i} = 8{,}73 \cdot 10^{-3}\varphi_{\text{в}i} h_i \gamma_{\text{к}} r_{\text{с}i}^2$; $c_{ri} = r_{\text{с}i}^{-1}$; $c_{ai} = 1{,}164 \cdot 10^{-2} r_{\text{с}i}^3\, m_{\text{в}i}^{-1}\, \rho_i^{-1}\, h_i \gamma_{\text{к}} \sin(0{,}5\varphi_{\text{в}i})$; $c_{di} = 8{,}73 \times 10^{-3}\varphi_{\text{в}i} r_{\text{с}i}^2\, m_{\text{в}i}^{-1}\, h_i \gamma_{\text{к}}$.

После определения по формулам (42) и (43) наибольших возможных величин исследуемых параметров *i*-го противовеса рассчитывают приращение $\Delta m_{\text{в}1}$ массы первого противовеса и приращение $\Delta\rho_1$ расстояния от ее центра тяжести до оси вращения, компенсирующие СНМ $\Delta m_{\text{у}}$ деталей КШМ. Для этого с учетом конструктивных особенностей КВ и его противовесов, технологических возможностей предприятия-изготовителя двигателей и моторемонтного производства задают приращение радиуса сектора *i*-го противовеса из условий $\Delta r_{\text{з}1} \leqslant \Delta r_{\delta i}$, где $\Delta r_{\text{з}i}$ — задаваемое приращение радиуса сектора *i*-го противовеса.

При известном значении $\Delta r_{\text{з}i}$ из выражений (42) и (43) имеем:

$$\Delta m_{\text{в.з}i} = c_{\text{в}i}[(1 + c_{ri}\Delta r_{\text{з}i})^2 - 1];$$

$$\Delta\rho_{\text{з}i} = \rho_i[\{1 + c_{ai}[1 + \Delta r_{\text{з}i} r_{\text{с}i}^{-1})^3 - 1]\} \times$$
$$\times \{1 + c_{di}[(1 + \Delta r_{\text{з}i} r_{\text{с}i}^{-1})^2 - 1]\}^{-1} - 1],$$

Таблица 2

Приращение МГП и радиуса сектора противовесов КВ двигателей с V_{st} = 6 л при рассматриваемом способе компенсации наибольших СНМ деталей КШМ

Обозначение, размерность	Значение для $\Delta m_{\text{у}}$, г			
	3,571	7,093	24,778	28,470
$\Delta m_{\text{в.р.з1}}$, г	1700	3,376	11,793	13,551
$\Delta m_{\text{в.з1}}$, г	1,631	3,240	11,377	13,005
$\Delta m_{\text{в.з1}} = \Delta m_{\text{в.р1}}$, г	1,631	3,240	11,377	13,005
$\Delta\rho_{\text{р1}} = \Delta\rho_1$, мм	0,0142	0,0282	0,0985	0,1130
$\Delta m_{\text{в1}} = \Delta m_{\text{в8}}$, г	1,631	3,240	11,377	13,005
$\Delta\rho_1 = \Delta\rho_8$, мм	0,0142	0,0282	0,0985	0,1130
$\Delta m_{\text{в2}} = \Delta m_{\text{в7}}$, г	1,103	2,192	7,696	8,797
$\Delta\rho_2 = \Delta\rho_7$, мм	0,0135	0,0268	0,0935	0,1072
$\Delta m_{\text{в3}} = \Delta m_{\text{в6}}$, г	1,029	2,044	7,177	8,204
$\Delta\rho_3 = \Delta\rho_6$, мм	0,0138	0,0273	0,0954	0,1095
$\Delta_{r1} = \Delta r_8$, мм	0,247	0,492	1,727	1,974
$\Delta_{r2} = \Delta r_7$, мм	0,271	0,539	1,891	2,162
$\Delta_{r3} = \Delta r_6$, мм	0,309	0,615	2,159	2,468

где $\Delta m_{\text{в.з}i}$ и $\Delta\rho_{\text{з}i}$ — значения рассматриваемых параметров, соответствующие $\Delta r_{\text{з}i}$.

Зная величины упомянутых параметров, из соотношений (38) получим формулы для расчета приращений массы первого противовеса и расстояния от ее центра тяжести до оси вращения:

$$\Delta m_{\text{в.з1}} = \Delta m_{\text{в.з}i} m_{\text{в1}} m_{\text{в}i}^{-1};\ \Delta\rho_{\text{з1}} = \Delta\rho_{\text{з}i}\rho_1\rho_i^{-1},$$

где $\Delta m_{\text{в.з1}}$ и $\Delta\rho_{\text{з}i}$ — значения $\Delta m_{\text{в1}}$ и $\Delta\rho_1$, соответствующие $\Delta r_{\text{з1}}$ (здесь $\Delta r_{\text{з1}}$ — увеличение радиуса сектора первого противовеса, соответствующее $\Delta r_{\text{з}i}$).

Если известны величины $\Delta m_{\text{в.з1}}$ и $\Delta\rho_{\text{з1}}$, то расчетные значения приращения массы противовеса, расположенного на продолжении 1-й щеки коленчатого вала, определяются по формулам (26). Если величины $\Delta m_{\text{в.з}i}$, $\Delta m_{\text{в.з1}}$, $\Delta\rho_{\text{з}i}$ и $\Delta\rho_{\text{з1}}$ полностью компенсируют $\Delta m_{\text{у}}$, то значения $\Delta m_{\text{в.р1}}$, определенные по первому и второму из выражений (26), должны быть одинаковыми. При этом должны также обеспечиваться условия:

$$\begin{gathered}\Delta m_{\text{в1}} = \Delta m_{\text{в.р1}};\ \Delta m_{\text{в}i} = \Delta m_{\text{в.р}i};\\ \Delta\rho_1 = \Delta\rho_{\text{з1}};\ \Delta\rho_i = \Delta\rho_{\text{з}i},\end{gathered} \tag{44}$$

где $\Delta m_{\text{в.р}i}$ — расчетное значение $\Delta m_{\text{в}i}$.

При несоблюдении требований (44) изменяют значения $\Delta\rho_{\text{з}i}$ и $\Delta\rho_{\text{з1}}$ и добиваются их удовлетворения.

Зная $\Delta m_{\text{в1}}$ и $\Delta\rho_1$, по формулам (39) и (40) определяют значения этих параметров для других противовесов КВ. Установлено, что для дальнейших исследований, расчетов и анализа можно принять:

$$\Delta m_{\text{в.р1}} = \Delta m_{\text{в.з1}};\quad \Delta\rho_1 = \Delta\rho_{\text{р1}}. \tag{45}$$

Выявлено, что наличие равенств (45) обеспечивает соблюдение условий (44). С учетом изложенного и соотношений (27)÷(29), (33), (37), (41) и (45) имеем:

$$\begin{gathered}\Delta m_{\text{в1}} = a_{\text{в1}c} k_{\text{в.з1}}^{-1}\rho_i^{-1}\Delta m_{\text{у}};\\ \Delta m_{\text{в2}} = a_{\text{в1}c}(k_{\text{в.з1}} m_{\text{в1}}\rho_1)^{-1} m_{\text{в2}}\Delta m_{\text{у}};\\ \Delta m_{\text{в3}} = a_{\text{в1}c}(k_{\text{в.з1}} m_{\text{в1}}\rho_1)^{-1} m_{\text{в3}}\Delta m_{\text{у}};\end{gathered}$$

$$\begin{gathered}\Delta\rho_1 = a_{\text{в1}c} m_{\text{в1}}^{-1}(1 - k_{\text{в.з1}}^{-1})\Delta m_{\text{у}};\\ \Delta\rho_2 = a_{\text{в1}c} m_{\text{в1}}^{-1}(1 - k_{\text{в.з1}}^{-1})\rho_1^{-1}\rho_2\Delta m_{\text{у}};\\ \Delta\rho_3 = a_{\text{в1}c} m_{\text{в1}}^{-1}(1 - k_{\text{в.з1}}^{-1})\rho_1^{-1}\rho_3\Delta m_{\text{у}}.\end{gathered}$$

Рассматриваемые приращения МГП и радиуса сектора противовесов КВ при неизменной СНМ деталей КШМ определяются только постоянными для каждой модели и конструкции двигателей конструктивными коэффициентами:

$$\left.\begin{aligned}&k_{m\text{в.з1}} = a_{\text{в1}c}\rho_1^{-1};\ k_{m\text{в1}} = a_{\text{в1}c} k_{\text{в.з1}}^{-1}\rho_1^{-1};\\ &k_{m\text{в2}} = a_{\text{в1}c}(k_{\text{в.з1}} m_{\text{в1}}\rho_1)^{-1} m_{\text{в2}};\\ &k_{m\text{в3}} = a_{\text{в1}c}(k_{\text{в.з1}} m_{\text{в1}}\rho_1)^{-1} m_{\text{в3}};\\ &k_{\rho 1} = a_{\text{в1}c} m_{\text{в1}}^{-1}(1 - k_{\text{в.з1}}^{-1});\\ &k_{\rho 2} = a_{\text{в1}c} m_{\text{в1}}^{-1}(1 - k_{\text{в.з1}}^{-1})\rho_1^{-1}\rho_2;\\ &k_{\rho 3} = a_{\text{в1}c} m_{\text{в1}}^{-1}(1 - k_{\text{в.з1}}^{-1})\rho_1^{-1}\rho_3;\\ &k_{r1} = 57{,}307 a_{\text{в1}c}(k_{\text{в.з1}}\rho_1\varphi_{\text{в1}} h_1\gamma_{\text{к}} r_{c1})^{-1};\\ &k_{r2} = 57{,}307 a_{\text{в1}c} m_{\text{в2}}(k_{\text{в.з1}} m_{\text{в1}}\rho_1\varphi_{\text{в2}} h_2\gamma_{\text{к}} r_{c2})^{-1};\\ &k_{r3} = 57{,}307 a_{\text{в1}c} m_{\text{в3}}(k_{\text{в.з1}} m_{\text{в1}}\rho_1\varphi_{\text{в3}} h_3\gamma_{\text{к}} r_{c3})^{-1}.\end{aligned}\right\} \tag{46}$$

Углы наклона к оси абсцисс прямых линий, представленных на рис. 3, *а—в*, определяют по формулам:

$$\alpha_{mi} = \text{arctg} k_{mi};\ \alpha_{\rho i} = \text{arctg} k_{\rho i};\ \alpha_{ri} = \text{arctg} k_{ri}. \tag{47}$$

Скорость роста приращений МГП и радиуса сектора противовесов КВ двигателей в зависимости от СНМ деталей КШМ вычисляют по равенствам:

$$\left.\begin{gathered}\text{d}(\Delta m_{\text{в.з1}})/\text{d}(\Delta m_{\text{у}}) = k_{m\text{в.з1}};\\ \text{d}(\Delta m_{\text{в}i})/\text{d}(\Delta m_{\text{у}}) = k_{m\text{в}i};\\ \text{d}(\Delta\rho_i)/\text{d}(\Delta m_y) = k_{\rho i};\ \text{d}(\Delta r_i)/\text{d}(\Delta m_{\text{у}}) = k_{ri}.\end{gathered}\right\} \tag{48}$$

Из формул (47), (48) следует, что значения анализируемых углов и скоростей определяются постоянными для каждой модели и конструкции двигателя коэффициентами, значения которых, вычисленные с использованием данных работы [3] и табл. 1, а также выражений (46), приведены в табл. 3.

Экспериментальные исследования двигателей с V_{st} = 6 л, их КВ и вала в сборе, проведенные на балансировочных станках МС 9118, МС 9345 и КИ-4247 фирмы "Шенк", а также стендовые и эксплуатационные испытания двигателей подтвердили обоснованность, правильность и высокую точность разработанных теоретических положений, выведенных математических зависимостей, предложенного способа компенсации СНМ деталей КШМ, данных теоретического анализа и расчетов. Экспери-

Таблица 3

Конструктивные коэффициенты двигателей с V_{st} = 6 л

Обозначение, размерность	Значение	Обозначение, размерность	Значение
$k_{m\text{в.з1}}$	0,4760	$k_{\rho 2}$, 10^{-3} мм/г	3,7709
$k_{m\text{в1}}$	0,4568	$k_{\rho 3}$, 10^{-3} мм/г	3,8509
$k_{m\text{в2}}$	0,3090	k_{r1}, 10^{-2} мм/г	6,9324
$k_{m\text{в3}}$	0,2882	k_{r2}, 10^{-2} мм/г	7,5923
$k_{\rho 1}$, 10^{-3} мм/г	3,9744	k_{r3}, 10^{-2} мм/г	8,6676

Таблица 4

Сочетания значений и углов дисбалансов в плоскостях коррекции эталонных и опытных двигателей с V_{st} = 6 л

Вариант	$Д_м$, г · мм	$\varphi_м$ °	$Д_ш$, г · мм	$\varphi_ш$ °	$\varphi_д$ °
1	50	0	50	0	0
2	50	90	50	0	90
3	50	180	50	0	180
4	50	270	50	0	270
5	150	0	150	0	0
6	150	0	150	90	90
7	150	0	150	180	180
8	150	0	150	270	270
9	300	0	300	0	0
10	300	90	300	0	90
11	300	180	300	0	180
12	300	270	300	0	270
13	450	0	450	0	0
14	450	0	450	90	90
15	450	0	450	180	180
16	450	0	450	270	270

менты проводили в два этапа. На первом этапе были собраны эталонные двигатели, отклонения от номинального значения массы деталей КШМ которых имели допустимые по действующим ТУ значения, а остаточные дисбалансы их вращающихся деталей и сборочных единиц не превышали 5 г · мм. Коленчатый вал, вал в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением балансировали на станках МС 9118, МС 9345 и КИ-4247. Станки МС 9118 и МС 9345 использовали при проведении экспериментов на предприятии — изготовителе двигателей с V_{st} = 6 л, а станки КИ-4247 — на моторемонтном предприятии. Перед балансировкой на КВ устанавливали используемые в настоящее время пробки грязесборника в шатунных шейках. После обкатки эти двигатели балансировали на станке фирмы "Шенк" с остаточным дисбалансом в обеих плоскостях коррекции не более 5 г · мм. Затем в обеих плоскостях коррекции эталонных двигателей с помощью специальных грузов в виде болта (в плоскости шкива), пластин и шайб (в плоскости маховика) создавали дисбалансы, значения ($Д_ш$, $Д_м$) и углы ($\varphi_ш$, $\varphi_м$, $\varphi_д$) которых приведены в табл. 4.

Путем точной настройки измерительной системы балансировочного станка фирмы "Шенк" добивались, чтобы значения дисбалансов и их углов в плоскостях маховика и шкива КВ эталонных двигателей, определенные по показаниям соответствующих индикаторов (см. табл. 4), были равны. Наибольшие значения рассматриваемой СНМ имеют капитально отремонтированные двигатели, в которых используют не только конструктивно и технологически усовершенствованные, но и ремонтные детали КШМ. Поэтому эксперименты на указанных балансировочных станках проводили для деталей КШМ с СНМ = 7,093 и 28,47 г (см. табл. 2), соответствующей прошедшим капитальный ремонт двигателям с V_{st} = 6 и 7 л. После завершения экспериментов на эталонных двигателях увеличивали массу деталей их КШМ с использованием методики работы [3] так, чтобы значение $\Delta m_у$ было равно 7,093 и 28,47 г. На торцевые поверхности противовесов КВ эталонных двигателей устанавливали специальные стальные пластинки толщиной 1÷3 мм, массы которых соответствовали приращениям Δr_1, Δr_2 и Δr_3 радиуса сектора противовесов при $\Delta m_у$ = 7,093 и 28,47 г (см. табл. 2). При известной толщине необходимую массу пластинок получали изменением их ширины и длины. Пластинки устанавливали симметрично торцевой поверхности противовесов с помощью специальных винтов. Собранные в таком порядке опытные двигатели обкатывали, после чего на станке фирмы "Шенк" определяли значения дисбалансов и их углов в обеих плоскостях коррекции. Эксперименты на опытных (как и на эталонных) двигателях проводили при отсутствии и наличии в плоскостях маховика и шкива КВ дисбалансов, значения и углы которых соответствовали вариантам, приведенным в табл. 4. Анализ результатов экспериментов показал, что значения дисбалансов и их углов в обеих плоскостях коррекции эталонных и опытных двигателей практически одинаковы и существенно не отличаются при всех вариантах исследований (см. табл. 4) и при СНМ деталей КШМ, равной 7,093 и 28,47 г. Приведенные данные доказывают, что использование разработанного способа полностью компенсирует СНМ деталей КШМ, устраняет дополнительный свободный суммарный неуравновешенный момент и обеспечивает фактическую уравновешенность двигателей при их производстве и ремонте.

Эксперименты на коленчатом вале в сборе с маховиком и сцеплением двигателей с V_{st} = 6 л проводили на указанных выше балансировочных станках в такой последовательности. Экспериментальные КВ в сборе балансировали при установленных на них пробках грязесборника в шатунных шейках. После этого на носок эталонного КВ в сборе надевали специальную ступицу с диском, имеющим резьбовые отверстия по всей окружности диаметром 158 мм. Такие же по угловому расположению резьбовые отверстия нарезали на маховике по всей окружности диаметром 381 мм. Подготовленные таким образом эталонные КВ в сборе балансировали с остаточным дисбалансом в обеих плоскостях коррекции не более 5 г · мм. После этого в обеих плоскостях коррекции эталонных КВ в сборе с маховиком и сцеплением с помощью специальных болтов, вворачиваемых в соответствующие отверстия ступицы с диском и маховика, создавали дисбалансы. Значения дисбалансов и их углов соответствовали вариантам в табл. 4. Точной настройкой измерительной системы балансировочных станков обеспечивали равенство значений дисбалансов и

их углов в обеих плоскостях коррекции эталонных КВ в сборе, определенных по показаниям индикаторов. Затем с использованием методики работы [3] на каждой шатунной шейке эталонного КВ в сборе создавали СНМ деталей КШМ, равную 7,093 и 28,47 г. Для этого применяли специально изготовленные стальные пластинки, располагаемые на наружной поверхности балансировочных грузов. Массу пластинок изменяли путем изменения их толщины и ширины. Пластинки размещали так, чтобы их продольная ось симметрии совпадала с окружностью, соответствующей среднему поперечному сечению шатунных шеек. В случае соблюдения данного требования СНМ деталей КШМ находится на оси шатунных шеек КВ. После этого на торцевые поверхности противовесов эталонных КВ в сборе устанавливали специальные стальные пластинки толщиной 1÷3 мм. При этом строго соблюдали приведенные выше применительно к подготовке коленчатого вала в сборе опытных двигателей методику, последовательность, условия и требования. У подготовленных опытных КВ в сборе определяли значения дисбалансов и их углов в обеих плоскостях коррекции. Эксперименты на опытных КВ в сборе проводили в таких же последовательности и объеме и по такой же методике, что и на эталонных. Значения создаваемых дисбалансов и их углов соответствовали вариантам в табл. 4. Данные экспериментальных исследований и их анализ показывают, что значения дисбалансов и их углов в обеих плоскостях коррекции эталонных и опытных КВ в сборе с маховиком и сцеплением практически одинаковы. Это справедливо для всех вариантов экспериментов и СНМ деталей КШМ, равной 7,093 и 28,47 г. Результаты экспериментальных исследований и анализ полученных данных показывают, что разработанный способ компенсации СНМ деталей КШМ позволяет с требуемой для практических целей точностью балансировать коленчатый вал и вал в сборе в условиях производства и ремонта двигателей.

На втором этапе экспериментальных исследований в соответствии с методиками, приведенными в работах [3—6], определяли основные качественные показатели двигателей с V_{st} = 6 л, собранных по двум вариантам. При первом варианте отклонения от номинального значения массы деталей КШМ находились в допустимых по действующим ТУ пределах, а остаточные дисбалансы вращающихся деталей и сборочных единиц не превышали 5 г · мм. При втором варианте СНМ деталей КШМ рассматриваемых двигателей соответствовала ее наибольшему возможному значению 7,093 г (см. табл. 2). При обоих вариантах КВ в сборе с маховиком и сцеплением балансировали с установленными пробками грязесборника в шатунных шейках. Остаточные дисбалансы в обеих плоскостях коррекции указанной сборочной единицы после ее балансировки не превышали 5 г · мм при первом варианте. На торцевые поверхности противовесов коленчатого вала в сборе при втором варианте устанавливали упомянутые выше стальные пластинки, масса которых соответствовала СНМ деталей КШМ, равной 7,093 г (см. табл. 2). Собранные в таком порядке двигатели после их обкатки на стенде по ТУ предприятия-изготовителя подвергали стендовым и эксплуатационным испытаниям. В условиях стендовых испытаний определяли виброакустические показатели двигателей заводской сборки. По результатам эксплуатационных испытаний определяли показатели изнашивания и неравномерности износа коренных подшипников КВ и ресурс новых и капитально отремонтированных двигателей.

Сопоставление результатов стендовых и эксплуатационных испытаний показало, что колебательная скорость и звуковое давление двигателей на частоте $n/60$, общие уровни их колебательной скорости и уровни шума, скорость изнашивания и коэффициент неравномерности износа коренных шеек, скорость увеличения среднего зазора и коэффициент неравномерности зазора в коренных подшипниках КВ, а также относительный ресурс двигателей при первом и втором вариантах исследований практически одинаковы. Математические ожидания значений перечисленных основных качественных показателей двигателей при первом и втором вариантах одинаковы. Приведенные данные экспериментальных исследований и анализ их результатов подтверждают, что в случае использования разработанного способа не только компенсируется СНМ деталей КШМ, обеспечиваются фактическая уравновешенность двигателей и достаточная для практических целей точность балансировки коленчатого вала и вала в сборе, но и заметно снижаются показатели изнашивания и неравномерности износа коренных подшипников коленчатого вала, уменьшаются уровни вибрации и шума, увеличивается ресурс новых и прошедших капитальный ремонт двигателей.

Принимая во внимание изложенное и результаты теоретических и экспериментальных исследований, данный способ компенсации СНМ деталей КШМ может быть рекомендован к применению при производстве и ремонте двигателей. При этом необходимо учитывать следующее. Анализ рис. 3, *в* и табл. 2 показывает, что для всех величин СНМ деталей КШМ приращения Δr_i радиуса сектора противовесов КВ рассматриваемых двигателей, компенсирующие Δm_y, имеют различные значения для разных противовесов. Для двигателей с V_{st} = 6 л наибольшее значение имеет Δr_3, а наименьшее — Δr_1. Номинальное значение радиуса сектора всех противовесов КВ этих двигателей является одинаковым и составляет 99 мм (см. табл. 1). При проектировании указанных двигателей и их КВ данный размер предусмотрен к исполнению в системе

вала. Поэтому противовесы КВ этих двигателей по радиусу их сектора изготовляют в упомянутой системе. В процесс изготовления КВ механическую обработку всех противовесов по радиусу их сектора на предприятиях-изготовителях производят при их установке, настройке и наладке режущего и мерительного инструментов на один определенный размер. Очевидно, что при производстве двигателей рост МГП противовесов КВ с целью компенсации СНМ деталей КШМ наиболее целесообразно обеспечивать путем увеличения номинального значения радиуса их сектора и уточнения допуска на него, а не путем установки на торцевые поверхности противовесов специальных стальных пластинок. При этом увеличенное номинальное значение радиуса сектора и допуск на него должны быть одинаковыми для всех противовесов. В противном случае затрудняется изготовление КВ, так как для механической обработки каждой пары его противовесов по радиусу сектора требуются настройка и наладка режущего и мерительного инструментов на всех операциях. Это повышает трудоемкость и себестоимость изготовления КВ. Новый (увеличенный) радиус сектора всех противовесов КВ вычисляют по формуле

$$r_{\text{су}} = r_{\text{с}} + \Delta r_{i\max}, \qquad (49)$$

где $\Delta r_{i\max}$ — максимальное приращение радиуса сектора i-го противовеса. Для двигателей с $V_{st} = 6$ л имеем:

$$\Delta r_{i\max} = \Delta r_3. \qquad (50)$$

С учетом равенства (50) для указанных двигателей из соотношения (49) получим: $r_{\text{су}} = r_{\text{с}} + \Delta r_3$.

В случае использования данного подхода приращение радиуса сектора имеет значение, необходимое для компенсации СНМ деталей КШМ, только для одной пары противовесов. Для других пар оно получается несколько больше необходимого, т. е. на последних появляются избыточные неуравновешенные массы. Теоретическими исследованиями, расчетами и специально проведенными экспериментами установлено, что упомянутые массы всегда располагаются в секторе рассматриваемых противовесов. Поэтому упомянутые массы всегда легко устраняются высверливанием их из соответствующих противовесов во время балансировки КВ и вала в сборе. В результате незначительно возрастают трудоемкость и стоимость выполнения данной операции. Это практически не влияет на себестоимость изготовления КВ.

В случае применения анализируемого способа на моторемонтных предприятиях толщину стальных пластинок, устанавливаемых на торцевые поверхности сектора противовесов с целью компенсации СНМ деталей КШМ, определяют расчетным путем с использованием приведенных выше методики, теоретических положений, математических зависимостей и графиков. Их толщина, пропорциональная приращению радиуса сектора противовесов, является разной для различных пар противовесов. Это связано с тем, что указанное приращение также имеет разное значение для различных пар противовесов КВ (см. табл. 2). Следует подчеркнуть, что в данном случае на противовесах КВ не появляются избыточные неуравновешенные массы, в связи с чем установка на торцевые поверхности сектора противовесов упомянутых пластинок не влияет на трудоемкость и стоимость балансировки коленчатого вала и вала в сборе при капитальном ремонте автотракторных двигателей.

Увеличение радиуса сектора противовесов КВ, позволяющее компенсировать СНМ деталей КШМ, при производстве рассматриваемых двигателей не вызывает трудностей и практически не требует материальных затрат. На предприятиях, специализирующихся на капитальном ремонте двигателей V-8, СНМ деталей КШМ целесообразно компенсировать путем установки на торцевые поверхности упомянутых противовесов специальных стальных пластинок определенной толщины, пропорциональной значению СНМ. Пластинки на противовесы можно устанавливать с помощью специальных винтов или приваривать. Изготовление пластинок и их установка на противовесы не вызывают трудностей на моторемонтных предприятиях. Материальные затраты, связанные с внедрением в ремонтное производство этих мероприятий, незначительны.

Разработанный способ компенсации СНМ деталей КШМ прошел всестороннюю апробацию на предприятии-изготовителе исследуемых двигателей, а также на ремонтных предприятиях Ассоциации "Туркменобахызмат" и Минавтотранса Туркменистана. В результате доказана возможность практического применения этого способа при производстве и капитальном ремонте рассматриваемых двигателей.

Разработанные теоретические положения и методики применимы в условиях производства и ремонта не только двигателей с $V_{st} = 6$ и 7 л, но и других двигателей V-8 с рассматриваемой схемой размещения противовесов.

Предложенный способ позволяет не только компенсировать СНМ деталей КШМ, обеспечивать действительную уравновешенность двигателей и балансировать с требуемой точностью коленчатый вал и вал в сборе, но и значительно повысить основные качественные показатели новых и прошедших капитальный ремонт двигателей.

УДК 621.9.06.004.1

А. А. СЕРЕГИН, канд. техн. наук (Оренбургский ГУ), e-mail: aasdom@yandex.ru

Безопасность установки заготовок при износе механизмов зажима

Рассмотрены вопросы безопасности установки заготовок в зажимных устройствах. На основе теоретических и экспериментальных исследований получена составляющая коэффициента запаса для расчета усилия закрепления с учетом износов деталей механизмов-усилителей.

Ключевые слова: заготовка, механизм зажима, износ, безопасность, коэффициент запаса, усилие закрепления.

The matters of installation security of the billets of clamping mechanisms are considered. On the basis of theoretical and experimental investigations a component of the assurance factor for calculation of clamping force subject to the wear of details of mechanisms-enhancers has been obtained.

Keywords: billet, clamping mechanism, wear, assurance factor, clamping force.

В обрабатываемых станках наибольшему изнашиванию подвержены элементы зажимных приспособлений. В результате износа деталей механизма закрепления изменяется геометрия поверхностей деталей механизмов-усилителей и, как следствие, направление усилия, кроме того, уменьшается сила закрепления.

При эксплуатации после приработки деталей механизма зажима сила Q закрепления какое-то время не изменяется, а в некоторых случаях даже возрастает вследствие изменения угла подъема и уменьшения коэффициента трения. Затем с увеличением износа U силовых элементов (СЭ) в соответствии с их смещением сила Q начинает изменяться, что может вызвать нежелательное смещение заготовки при установке. В механизмах-усилителях с фиксированным значением угла поворота или перемещения рукоятки уменьшаются расстояния между зажимами и поверхностью СЭ. И для закрепления заготовок одного типоразмера с одним и тем же усилием СЭ необходимо поворачивать на бóльший угол. В противном случае будет уменьшаться натяг N между СЭ и деталью, обусловливающий контактные деформации сопряженных деталей — гайки, плунжера, толкателя, зажима. От величины натяга зависят упругие смещения деталей всего зажимного устройства (ЗУ), которые определяют силу упругости, а следовательно, силу закрепления заготовок.

При изнашивании СЭ в механизмах с фиксированным углом поворота натяг N уменьшается на величину, зависящую от относительного приращения δh поверхности при движении СЭ. От величины δh зависит передаточное отношение i ЗУ, которое согласно работе [1] равно отношению перемещения СЭ к перемещению сопряженной детали.

Для цилиндрических и вращающихся деталей наиболее удобным представляется задание профиля детали в цилиндрических координатах. Тогда относительное приращение определяют по формуле $\delta h = -\rho'/\rho$, где ρ и ρ' — полярный радиус и его производная по полярному углу β. При изнашивании изменяются как внешние, так и внутренние поверхности СЭ, т. е. параметры их рабочих поверхностей. Износ нельзя измерить в угловых координатах, поэтому его определяют как разность между исходной поверхностью и линией, образуемой экстремалями по направлению полярного радиуса ρ. При этом изменяется функциональная зависимость параметра ρ.

Исследуем изменение δh при изнашивании СЭ. Используя принцип формообразования изнашивающейся поверхности, основанный на минимуме энергетических затрат [2], можно сделать вывод: уравнение изношенной поверхности может быть получено с помощью полной вариационной производной от функционала энергетического действия износа. Применяя методы нахождения вариационных производных [3], находим уравнение экстрема-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 28)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Назаров А. Д.** Теоретические основы компенсации суммарной неуравновешенной массы деталей кривошипно-шатунного механизма и обеспечения действительной уравновешенности двигателей V-8 // Вестник машиностроения. 2005. № 1. С. 13—21.

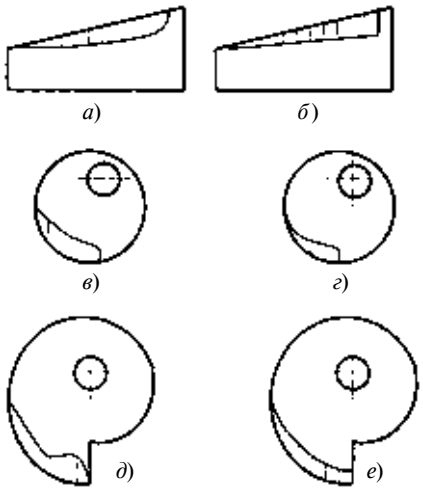
2. **Назаров А. Д.** Повышение долговечности и улучшение виброакустических показателей двигателей // Вестник машиностроения. 2002. № 7. С. 7—11.

3. **Назаров А. Д.** Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование. М.: Машиностроение, 1992. 272 с.

4. **Назаров А. Д., Назаров М. А.** Методики определения влияния увеличения массы деталей КШМ на долговечность и виброакустические показатели двигателей // Сб. науч. тр. МГАУ "Диагностика, надежность и ремонт машин". М.: МГАУ, 1995. С. 9—14.

5. **Назаров А. Д.** Влияние увеличения массы деталей кривошипно-шатунного механизма на показатели изнашивания подшипников коленчатого вала и ресурс двигателей // Трение и износ. 1995. Т. 16. № 2. С. 227—237.

6. **Назаров А. Д.** Детали КШМ и виброакустические показатели двигателей // Автомобильная промышленность. 1995. № 9. С. 11—14.



Эпюры износа поверхностей, построенные по эмпирическим данным (*а*, *в*, *д*) и рассчитанные (*б*, *г*, *е*) для силовых элементов:
а, *б* — клино-плунжерного; *в*, *г* — круглого эксцентрика; *д*, *е* — криволинейного эксцентрика

лей, образующих изношенную поверхность. Аналитическое решение уравнений экстремалей с последующим нахождением δh занимает большой объем, но результаты имеют высокое совпадение с результатами эксплуатации (рисунок).

Поскольку изнашивание — процесс стохастический, уравнения, полученные методом взятия полной вариационной производной, являются аппроксимирующими и представляют собой параметр, стремящийся по значению или близкий к математическому ожиданию износа в каждой конкретной точке экстремали.

Приведем аналитическую зависимость величины изменения ΔQ силы закрепления ЗУ, вызванного уменьшением параметров i и N. Используя основное уравнение нелинейной теории точности механизмов, получим: $\Delta Q = Q_{\text{н}} - Q_{\text{из}}$, где $Q_{\text{н}}$ — номинальное (расчетное) усилие закрепления; $Q_{\text{из}}$ — усилие, развиваемое ЗУ при наличии износа СЭ.

Значения показателей $Q_{\text{н}}$ и $Q_{\text{из}}$ находим из размерного и силового анализа ЗУ, выполненного по методике, изложенной в работе [4]. Поскольку силовые элементы ЗУ образуют высшие кинематические пары, необходимо дополнение к существующим методам расчета. Переход от одной системы координат деталей ЗУ, образующих высшие кинематические пары, к другой осуществляется с помощью коэффициентов Ψ_n^m матрицы передачи между n-й координатой системы координат силового элемента и m-й координатой сопряженной детали. Компоненты матрицы Ψ_n^m представляют собой функции от КПД η, δh и i. Их умножают на соответствующие компоненты силы $P_{\text{п}}$, передаваемой от привода, осуществляя таким образом связь геометрических и силовых параметров исследуемого ЗУ:

$$Q_m = A_n^m \Psi_n^m P_{\text{п}} e^n, \qquad (1)$$

где A_n^m — компоненты матрицы Якоби [3] перехода между системами координат деталей ЗУ; e_n — компоненты вектора, характеризующего направление вектора $\vec{Q}$ в системе координат сопряженной детали (если он задан как функция от орта системы координат СЭ, то матрицу Якоби из формулы (1) исключают).

Уравнение (1) представлено в векторной форме для пространственных механизмов. В плоскостном рассмотрении оно значительно упрощается. Например, для пары "клин—плунжер" отличен от нуля только один компонент — Ψ_n^m ($\Psi \approx \eta i$ при малом значении параметра U). Если исключить влияние остальных деталей ЗУ и выразить e^n через A_n^m, то приближенно получим:

$$\vec{Q} \approx \eta i P \vec{e}, \qquad (2)$$

где $\eta = \delta h \operatorname{tg}^{-1}[\operatorname{arctg}(\delta h) - \Lambda]$, Λ — угол трения.

Поскольку $\operatorname{tg}(\delta h) \approx \delta h$, а $i \approx 1/(\delta h)$, то формула (2) при малых значениях δh совпадает по форме с зависимостями для клинового механизма при равенстве углов трения между деталями механизма [5].

В системе координат СЭ зависимость $\Delta\vec{Q}$ от U и N можно записать в упрощенной форме:

$$\Delta\vec{Q} = \Gamma_{mn}^k P_{\text{п}} \Psi_n^m (N^n - U^n), \qquad (3)$$

где Γ_{mn}^k — коэффициенты связи систем координат [3, 4], согласованные с метрикой изношенной поверхности; N^n, U^n — компоненты величин износа и натяга, представленные в виде векторных полей, берущих начало на мнимой номинальной поверхности и заканчивающихся на реальной изношенной поверхности.

Формула (3) справедлива при U, равной не более 5 % от ρ.

Выполняя размерный анализ для расчета N, необходимо учитывать контактные деформации деталей ЗУ, в том числе деформации прижимного элемента и заготовки [6]. Так как метод, представленный в работе [4], учитывает процессы, происходящие в сопряжениях звеньев механизма, то контактные деформации суммируют с входными погрешностями. Получив значение N и использовав условие влияния износа на безопасность закрепления: $\Sigma U \leqslant N$, определяют допустимый износ СЭ при эксплуатации ЗУ.

Шероховатость рабочих поверхностей СЭ клиновых и винтовых механизмов после приработки снижается незначительно, что способствует уменьшению угла трения. Но с образованием выпуклостей, впадин и задиров на рабочей поверхности, угол Λ в местах, где есть задиры, может изменяться скачкообразно на порядок. Трение влияет на КПД ЗУ, что снижает надежность закрепления заготовок. Количественную величину изменения угла трения определяем из модели, представленной в работе [7]:

$$\Lambda = \operatorname{arctg}\{\mu_{\text{см}}(D + R) + I\}. \qquad (4)$$

где $\mu_{см}$ – коэффициент смазки; D — компонент, определяющий сопротивление движению в местах локализации дефектов, когда контурное давление деформирует материал СЭ на такую глубину, при которой деформация не зависит от коэффициента трения; I — компонент, характеризующий скачкообразное изменение $\vec{Q}$; R — составляющая параметра Λ, вызванная изменением мгновенного механического сопротивления относительному перемещению. Как правило, значение R мало и им можно пренебречь.

Преобладают механическое и абразивное виды изнашивания. Расчетные значения Λ находятся в пределах $3°10' \div 12°30'$.

Окончательно получим зависимость для компонент коэффициента запаса, необходимых при расчете Q:

$$K = \Psi_0 \Psi^{-1}, \qquad (5)$$

где Ψ_0 — матрица, построенная на первичных значениях η, δh и i ЗУ; Ψ^{-1} — матрица, обратная матрице Ψ_n^m, составленной из компонент, рассчитанных для ЭЗУ с изношенными деталями.

Решение уравнения (5) представляет собой матрицу. При расчете Q механизмов-усилителей с изношенными СЭ используют компоненту K_Q, которая характеризует составляющую $\vec{Q}$, направленную перпендикулярно поверхности закрепляемой заготовки.

Расчеты и результаты эксплуатации ЗУ в производственных условиях показали, что при увеличении угла Λ угол подъема профиля СЭ уменьшается. Взаимная компенсация данных параметров исключает скачок значения коэффициента запаса.

Выводы

1. Расчет приспособлений при износе СЭ должен включать в себя компоненту гарантированного коэффициента запаса $K = 1{,}05 \div 1{,}25$.

2. Одним из условий безопасной эксплуатации технологических приспособлений является периодическая проверка на жесткость при одинаковом перемещении (угле поворота) силового элемента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Иванов М. Н.** Детали машин. М.: Высшая школа, 1967. 431 с.
2. **Шульц В. В.** Форма естественного износа деталей машин и инструмента. Л.: Машиностроение, 1990. 208 с.
3. **Дубровин Б. А., Новиков С. П., Фоменко А. Т.** Современная геометрия. Методы и приложения. М.: Наука, 1979. 760 с.
4. **Серегин А. А.** Некоторые вопросы динамики и точности механизмов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1990. № 3. С. 12—15.
5. **Корсаков В. С.** Основы конструирования приспособлений в машиностроении. М.: Машиностроение, 1971. 288 с.
6. **Блинов Д. С., Шатилов А. А.** Определение усилий закрепления заготовок в станочных приспособлениях методами контактной задачи теории упругости // Труды МВТУ. 1978. № 281. С. 63—75.
7. **Блау П. Д.** Модель приработки и других переходных процессов в трении скольжения // Проблемы трения и смазки. 1988. № 2. С. 108—116.

УДК 620.17

А. Ю. КАРПАЧЕВ, канд. физ.-мат. наук, Б. В. БУКЕТКИН (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: a-karpachev@mail.ru

Исследования механических свойств стали Р6М5 при повышенных температурах

Приведены результаты исследований механических свойств образцов из стали Р6М5 при повышенных температурах, используемые при расчетах режимов работы тонких дисковых фрез.

Ключевые слова: механические свойства стали, модуль упругости, предел текучести, предел прочности.

Investigation results of mechanical properties of samples of steel R6M5 at elevated temperatures, being used at calculations of operating modes of thin disk cutters, are presented.

Keywords: mechanical properties of steel, modulus of elasticity, yield point, ultimate strength.

При определении прочности и ресурса изделия на стадии проектирования очень важно знать достоверные значения показателей механических свойств его материала. Однако во многих случаях использование справочной литературы не позволяет однозначно обосновать выбранные значения этих характеристик.

При изготовлении таких инструментов, как сверла, метчики, долбяки, протяжки используют теплостойкие стали высокой твердости (быстрорежущие стали), в частности, для изготовления тонких дисковых отрезных или прорезных фрез. Данные по этим сталям, приведенные в справочниках [1, 2], имеют довольно большой разброс значений даже в зависимости от размера проката. Поэтому общее утверждение [1] о сохранении высоких механических свойств при температурах до $600 \div 700$ °С, не позволяет судить о поведении материала в технологическом процессе подготовки к эксплуатации данных инструментов. В этом случае целесообразно определять механические характеристики материала экспериментальным путем, используя образ-

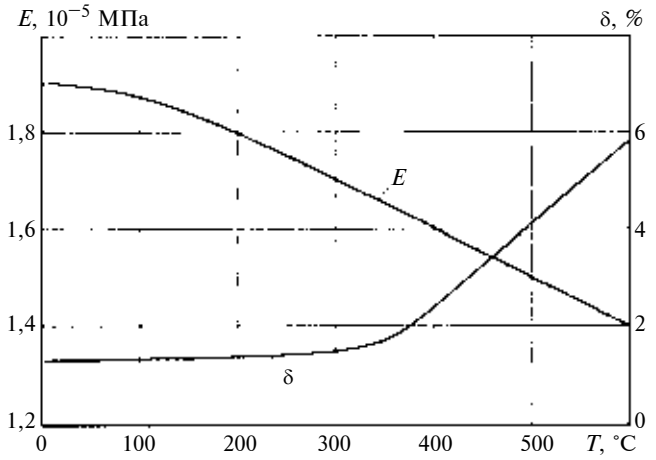


Рис. 3. Зависимости изменения модуля упругости *E* и относительно удлинения δ при разрыве от температуры *T* при испытании образца из стали Р6М5

Показатель	Значение показателя при температуре, °С			
	300	400	500	600
$\sigma_{0,2}$, МПа	2053	1501	1424	735
$\sigma_в$, МПа	2133	1871	1791	1109
Твердость, *HRC*:				
до испытаний	64,9	—	64,4	64,2
после испытаний	65,7	—	61,9	54,6

цы, вырезанные непосредственно из исследуемых изделий.

Для проведения серии испытаний из фрез диаметром $D = 80$ мм, изготовленных из стали Р6М5, электродуговым методом были вырезаны плоские образцы (рис. 1, см. на 4-й полосе обложки). Толщина рабочей части образца составляла 0,77 мм, ширина — 3,75 мм, длина — 38 мм, общая длина образца — 58 мм.

Растяжение и доведение до разрушения образцов при нагревании от 300 до 600 °С проводились на испытательной машине Zwick/Roell Z050 (Германия), оснащенной электропечью (рис. 2, см. на 4-й полосе обложки). В ее комплектацию входит высокотемпературный тензометр для измерения деформаций образцов в процессе испытаний. Режимы испытаний назначали в соответствии с размерами образца и рекомендациями по данному химическому составу стали [3]. Результаты испытаний выводились на экран монитора и оформлялись в виде протокола. Твердость материала измеряли до испытания и после с помощью твердомера ERNST At 200 (Швейцария), используя алмазный конус с углом 120°.

В ходе экспериментов установлены значения: модуля упругости *E*; предела текучести $\sigma_{0,2}$; предела прочности $\sigma_в$; удлинения δ при разрыве; твердости при температурах 300÷600 °С (таблица, рис. 3). Анализ полученных результатов показал, что в диапазоне температур 20÷300 °С наблюдалось незначительное изменение механических свойств исследуемого материала, а при температурах от 500 до 600 °С — резкое их снижение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Справочник** металлиста / Под общ. ред. А. Г. Рахштадта, В. А. Брострема. Т. 2. М.: Машиностроение, 1976. 718 с.
2. **Справочник** инструментальщика / Под общ. ред. И. А. Ординарцева. Л.: Машиностроение, 1987. 846 с.
3. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. 592 с.

УДК 621.86/87.002.5

С. П. ЗАХАРЫЧЕВ, канд. техн. наук, Д. В. ОТМАХОВ
(Тихоокеанский ГУ, г. Хабаровск), e-mail: molk@mail.khb.ru

Изготовление армированных антифрикционных эпоксидофторопластов методом намотки[1]

Исследован один из методов изготовления деталей узлов трения из антифрикционных полимерных композиционных материалов. Определены условия формирования структуры материала с высокими физико-механическими и триботехническими свойствами.

Ключевые слова: полимерные композиционные материалы, намотка, структурообразование, натяжение, армирующая ткань, связующее.

Investigation results of one production method of details of friction units from antifriction polymer composite materials are presented. Forming conditions of the material structure with high physico-mechanical and tribotechnical properties were determined.

Keywords: polymer composite materials, winding, structure formation, tension, reinforcing cloth, coupling agent.

Антифрикционные материалы во многом определяют долговечность узлов трения машин и должны обладать не только высокими физико-механическими, но и соответствующими триботехническими свойствами. Эти требования зачастую вступают между собой в противоречия и могут быть обеспечены только путем глубоких системных оптимизационных исследований на всех этапах создания новых материалов [1].

В последнее время производство армированных волокнами

[1] Работа выполнена в рамках программы "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" по направлению "Судостроение" по государственному контракту № П1733.

полимерных композиционных материалов (ПКМ) интенсивно развивается. Введение волокон в структуру полимерных композиций значительно улучшает свойства получаемых ПКМ. Используемые волокна отличаются высокой удельной прочностью. Они воспринимают большую часть внешних нагрузок и разгружают матрицу. Кроме того, гетерогенные структуры ПКМ, армированных волокнами, характеризуются уникальной выносливостью [2]. Основное внимание при создании новых ПКМ направлено на получение высоких физико-механических показателей путем подбора композиций с учетом свойств применяемых волокон. Публикации в этой области посвящены в основном получению конструкционных ПКМ: стеклопластиков, углепластиков и органопластиков. Существуют конструкционные материалы с высокими эксплуатационными характеристиками. Однако на сегодняшний день недостаточно публикаций, посвященных влиянию технологических факторов изготовления армированных изделий на структуру и свойства антифрикционных ПКМ.

Большинство деталей узлов трения машин имеют форму втулок и колец. Поэтому для получения армированных ПКМ наиболее подходящим является способ радиальной намотки пропитанной компаундом ткани на оправку требуемого размера. Способ радиальной намотки ткани прост, не требует специальных раскладчиков, отличается высокой производительностью и экономичностью, позволяет изготовлять сразу несколько заготовок с минимальными припусками на механическую обработку. При этом имеется возможность получения градиентных и комбинированных структур материалов с повышенными свойствами.

На свойства антифрикционных ПКМ существенное влияние оказывают не только состав и свойства используемых материалов, но и технологические факторы процесса структурообразования при формировании изделия. Так как входных параметров процесса достаточно много, то разделим исследования влияния технологических факторов намотки на структуру армированных ПКМ и их свойства на этапы. Сначала целесообразно простое планирование экспериментов, при этом сохраняя постоянными входные параметры, определяемые априорной информацией: состав компаунда, вид армирующей ткани, размеры изделия. Тогда основными варьируемыми факторами намотки можно принять: натяжение ткани при намотке, скорость и температуру формирования изделий. Очевидно, что все перечисленные параметры по-разному влияют на формирование внутренней структуры слоев ПКМ и на выходные физико-механические, диффузионные и триботехнические характеристики.

Для изготовления изделий из армированных ПКМ использовали автоматизированную экспериментальную установку радиальной намотки (рис. 1), состоящую из блоков: размотки, пропитки и намотки ткани на формообразующую оправку. На ведомый вал блока размотки устанавливали рулон ткани, которая пропускалась через вальцы пропитки и наматывалась на оправку. Натяжение ткани создается окружной силой от крутящего момента на оправке. Для изменения силы натяжения использовался дисковый тормоз, расположенный на валу разматываемого рулона ткани.

Установка снабжена автоматизированной системой управления на базе промышленного контроллера LOGO! фирмы "Siemens" (Германия). Контролируемые параметры: частота вращения; сила натяжения ткани; температура; число витков тела намотки [3]. Натяжение ткани, наматываемой на оправку, фиксируется тензодатчиком фирмы "Siwarex R" (Ни-

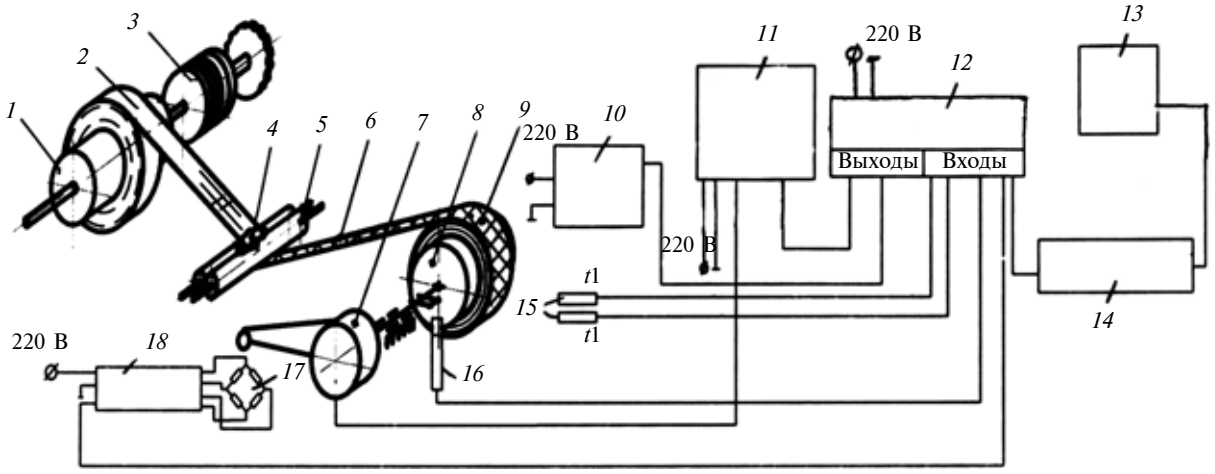


Рис. 1. Экспериментальная установка для намотки:
1 — рулон ткани; *2* — армирующая ткань; *3* — тормозное устройство; *4* — компаунд; *5* — пропитывающие вальцы; *6* — пропитанная ткань; *7* — мотор-редуктор; *8* — формообразующая оправка; *9* — изделие; *10* — нагреватель; *11* — тензопреобразователь; *12* — контроллер; *13* — компьютер; *14* — адаптер RS232/PP1; *15* — температурные датчики; *16* — датчик частоты вращения; *17* — тензомост; *18* — тензоусилитель

дерланды). Датчик воспринимает силу реактивного момента от рычага, закрепленного на мотор-редукторе, балансирно подвешенном на консоли вала привода оправки. Мотор-редуктор состоит из асинхронного электродвигателя 1ММ71В4УЗ мощностью 0,37 кВт и червячного редуктора 7Ч-М-70-70 с частотой вращения от 0 до 20 мин$^{-1}$. Электропривод установки регулируется по частоте.

Прочность намотанных пластиков во многом зависит от предварительного натяжения волокон в композиции. При намотке ткани на оправку определенного радиуса неизбежно создается крутящий момент $M_к$ на оправке, зависящий от силы $F_{тк}$ предварительного натяжения ткани:

$$M_к = F_{тк} r_x \approx F_{тк} d_x/2,$$

где x — текущий радиус слоя ткани; d_x — текущий диаметр заготовки.

Изменение натяжения ткани вызывает изменение уплотнения волокнистого наполнителя и объемного содержания волокон в композиционном материале. Давление p на цилиндрическую оправку зависит от силы $F_{тк}$ натяжения ткани и определяет давление на оправку:

$$q = nF_{тк}/(r_x b),$$

где n — число слоев; b — ширина ткани.

Используемые для армирования ткани характеризуются разрывной нагрузкой, определяемой природой волокна, диаметром крутки и типом переплетения нитей. Для сравнения различных тканей был введен коэффициент $K_н$ натяжения, равный отношению действующей силы $F_н$ натяжения к силе $F_р$ разрыва: $K_н = F_н/F_р$.

В данной серии экспериментов использовали хлопчатобумажные ткани полотняного плетения, выбор которых обусловлен их широким применением в антифрикционных ПКМ. Эти ткани не замасливаются, имеют высокую адгезию с эпоксидным связующим, характеризуются широким диапазоном показателей деформационно-прочностных свойств, обладают высоким маслопоглощением и низким коэффициентом трения. Хлопчатобумажные ткани имеют низкую стоимость, что немаловажно при использовании в массовом производстве самосмазывающихся подшипников скольжения. Волокна этих тканей имеют развитую поверхность, что обеспечивает большую площадь пропитки и высокую силу сцепления волокон со связующим после отверждения. Исследовались три вида ткани: плотной, средней и низкой плотности (табл. 1).

Таблица 1

Значения основных показателей армирующих хлопчатобумажных тканей

Показатель	Ткань (плотность)		
	Тик матрасный С38-БЮ (высокая)	Бязь суровая ГОСТ 10183—93 (средняя)	Мадаполам С5-ТИ ГОСТ 29298—92 (низкая)
Линейная плотность нити, текс	54/52	32/28	18/20
Плотность ткани на 10 см	189/154	217/125	255/119
Плотность ткани, г/м	18,8	10,7	7,5
Поверхностная плотность ткани, г/м^2	188	107	75
Относительная плотность, %	55/44	48/26	43/21
Объемное заполнение волокном, %	55,9	42,7	42,7
Нагрузка на разрыв, Н	490,5	329,4	294,3

Для определения скоростных режимов изготовления с учетом динамических особенностей установки с гибкой связью была разработана математическая модель, позволившая учесть особенности процесса и обеспечить стабильность натяжения ткани при различных скоростях намотки. Было установлено, что при коэффициенте натяжения $K_н = 0,6$ момент страгивания тормозного механизма вызывал увеличение силы натяжения, которая приближалась к разрывной силе. Поэтому при исследованиях ограничили коэффициент натяжения до $K_н = 0,5$. Плотная хлопчатобумажная ткань отличается бóльшим удлинением и минимальным коэффициентом пропорциональности упругого растяжения, поэтому требует бóльшей скорости намотки для стабильности натяжения. Получены зависимости удлинения l_x от силы $F_н$ натяжения для тканей различной плотности (рис. 2). Экспериментальным путем установлена зависимость скорости линейной намотки от коэффициента $K_р$ растяжения ткани (рис. 3). Для стабильного натяжения ткани при намотке с коэффициентом натяжения от 0,05 до 0,5 была принята скорость $v = 0,05$ м/с.

В первой серии экспериментов в качестве связующего использовали эпоксидофторопла-

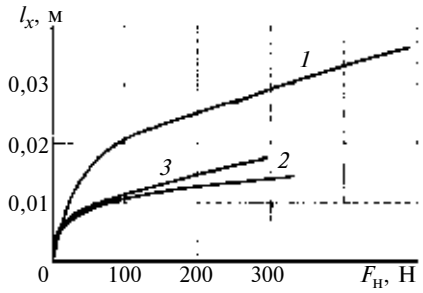


Рис. 2. Зависимости изменения удлинения l_x от силы $F_н$ натяжения для тканей различной плотности:
1 — высокой; *2* — средней; *3* — низкой

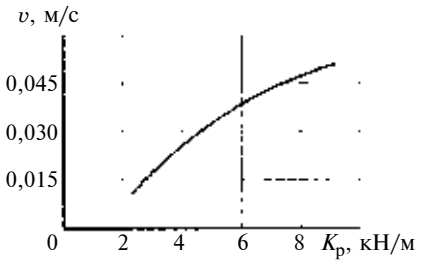


Рис. 3. Зависимость изменения линейной скорости v движения плотной ткани от коэффициента $K_р$ растяжения ткани

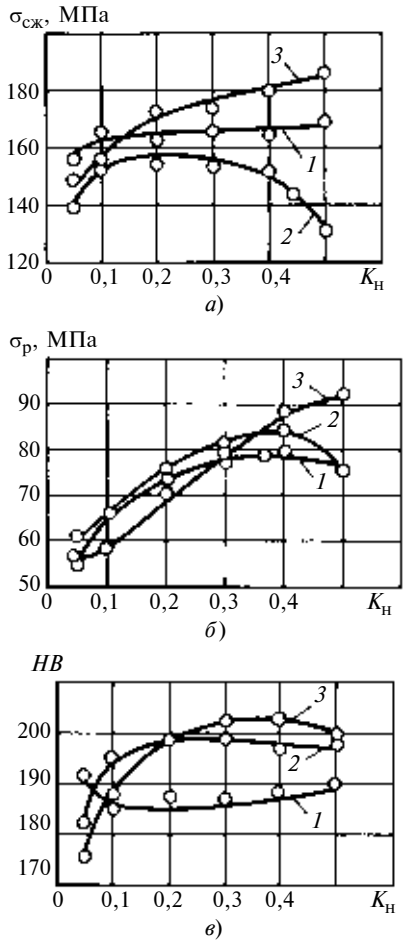


Рис. 4. Зависимости изменения напряжения растяжения (*а*), напряжения сжатия (*б*) и твердости (*в*) от натяжения тканей различной плотности:
1 — высокой; *2* — средней; *3* — низкой

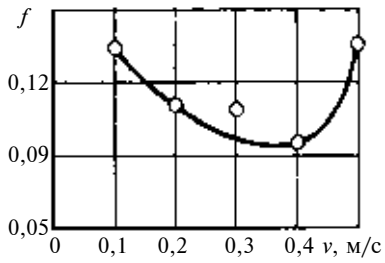


Рис. 5. Зависимость изменения коэффициента *f* сухого трения от скорости v_c скольжения при *p* = 6 МПа

стовый компаунд МАС — антифрикционный самосмазывающийся материал постоянного состава: 73 % (от массы) эпоксидно-диановой смолы ЭД-20; 15 % политетрафторэтилена Ф-4; 7 % дисульфида молибдена ДМИ-7; 5 % коллоидно-графитового материала ГС-1. Компаунд смешивали с отвердителем полиэтиленполиамином (ПЭПА) в пропорции 10 : 1 [1]. Размеры образцов армированных эпоксидофторопластов (АЭФ): внешний диаметр $D = 57$ мм, внутренний диаметр $d = 50$ мм, длина $b = 50$ мм [3].

Физико-механические показатели АЭФ определялись методами, изложенными в работе [4].

Одним из главных параметров технологического процесса намотки является натяжение армирующей ткани. Зависимости изменения основных физико-механических свойств АЭФ ПКМ — напряжения сжатия $\sigma_{сж}$, растяжения $\sigma_р$ и твердость *HB* от силы $F_н$ натяжения тканей различной плотности при прочих равных условиях представлены на рис. 4.

Анализ полученных результатов свидетельствует, что механические свойства получаемых АЭФ определяются не только натяжением, но и видом ткани. Для каждой ткани можно найти оптимальное натяжение относительно разрывной силы. Более высокие физико-механические свойства имеют АЭФ, армированные тканью низкой плотности, даже при более низком объемном содержании волокна в структуре АЭФ.

Анализ зависимости коэффициента *f* сухого трения от скорости v_c скольжения при давлении $p = 6$ МПа для АЭФ, армированного хлопчатобумажной тканью низкой плотности при $K_н = 0,5$ (рис. 5) показал, что предпочтительна скорость $v_c = 0,25 \div 0,45$ м/с.

Триботехнические испытания АЭФ ПКМ показали, что лучшими антифрикционными свойствами обладают образцы, армированные тканями средней плотности, так как они отличаются низкими интенсивностью изнашивания и коэффициентом трения.

Для качественной оценки технологических параметров следует использовать полнофакторные эксперименты (ПФЭ), методика которых, а также статистическая обработка результатов изложены в работе [5]. В исследованиях использовалось математическое планирование экспериментов. Были проведены серии экспериментов, в которых в качестве переменных использовали факторы: x_1 — температура намотки, x_2 — скорость намотки, x_3 — содержание в компаунде фторопласта Ф-4 (табл. 2).

Функциями отклика (табл. 3) являлись: $y_1(f)$ — коэффициент трения в установившемся режиме; y_2 (I_g) — массовая износостойкость образца, км/мг; y_3 (ρ) — плотность образца, кг/м^3; y_4 ($W_в$) — водопоглощение за одни сутки, %; y_5 ($W_м$) — маслопоглощение за одни сутки, %; y_6 ($\sigma_{сж}$) — прочность при сжатии, МПа; y_7 ($\sigma_р$) — прочность при растяжении, МПа; y_8 (*HB*) — твердость по Бринеллю.

После математической обработки результатов, проверки гипотезы однородности дисперсий, адекватности моделей и значимости коэффициентов получены следующие уравнения регрессии:

$$y_1 = 0,218 + 0,023x_1 - 0,013x_2 - 0,012x_3;$$

$$y_2 = 0,299 - 0,098x_1 + 0,034x_2 + 0,143x_3 + 0,051x_1x_2 + 0,056x_1x_2x_3;$$

$$y_3 = 1091,1 - 8,1x_2 + 12,7x_1x_2 - 4,5x_1x_3;$$

$$y_4 = 1,33 - 0,06x_1 - 0,07x_3 - 0,06x_2x_3;$$

Таблица 2

Условия планирования МПФ 2^3

Уровень факторов	Кодовое обозначение	Фактор		
		x_1, °С	x_2, м/с	x_3, %
Основной	0	30	0,075	20
Интервал варьирования (шаг)	—	10	0,025	5
Верхний	+1	40	0,1	25
Нижний	−1	20	0,05	15

Таблица 3

Характеристики АЭФ в серии ПФЭ 2^3 для тканей низкой плотности и $K_н$ = 0,5

Номер серий опытов ПФЭ	$y_1(f)$	$y_2(I_g)$, км/мг	$y_3(\rho)$, кг/м^3	$y_4(W_в)$, %	$y_5(W_м)$, %	$y_6(\sigma_{сж})$, МПа	$y_7(\sigma_р)$, МПа	$y_8(HB)$, МПа
1	0,217	0,218	1105,6	1,32	0,133	203,7	108,2	212,6
2	0,206	0,612	1117,6	1,27	0,064	122,3	81,7	171,9
3	0,193	0,249	1062,4	1,58	0,097	198,7	105,9	187,4
4	0,163	0,513	1077,4	1,37	0,057	143,6	97,1	183,4
5	0,273	0,076	1087,6	1,26	0,103	185,7	112,2	179,5
6	0,225	0,159	1085,8	1,25	0,127	179,9	110,5	185,4
7	0,237	0,084	1099,4	1,43	0,113	174,0	109,1	191,3
8	0,228	0,487	1092,4	1,13	0,115	150,7	82,7	174,0

$$y_5 = 0{,}101 + 0{,}013x_1 - 0{,}006x_2 - 0{,}010x_3 + 0{,}005x_1x_2 + 0{,}017x_1x_3 - 0{,}006x_1x_2x_3;$$

$$y_6 = 169{,}8 + 2{,}75x_1 - 3{,}08x_2 - 20{,}7x_3 - 7{,}15x_1x_2 + 13{,}43x_1x_3 - 5{,}48x_1x_2x_3;$$

$$y_7 = 100{,}9 - 7{,}9x_3 - 5{,}5x_1x_2 - 5{,}3x_1x_2x_3;$$

$$y_8 = 185{,}70 - 7{,}0x_3 + 4{,}15x_1x_3 - 7{,}50x_1x_2x_3.$$

Анализ уравнений регрессии значимых факторов свидетельствует о различном влиянии технологических условий на качественные характеристики АЭФ. Повышение температуры (x_1) формования ПКМ увеличивает коэффициент трения и снижает износостойкость. Увеличение скорости намотки (x_2) и содержания фторопласта (x_3) в компаунде вызывает снижение коэффициента сухого трения и повышение износостойкости. Физико-механические параметры ПКМ зависят от технологических параметров неодинаково. Плотность ПКМ с ростом скорости формования уменьшается и увеличивается при росте температуры и скорости намотки. Повышение скорости намотки приводит к снижению прочностных показателей, водо- и маслопоглощения, но почти не влияет на твердость и прочность на растяжение. Увеличение температуры процесса приводит к уменьшению водопоглощения и увеличению маслопоглощения и прочности на сжатие, однако почти не влияет на твердость и прочность на растяжение. Повышение фторопласта Ф-4 вызывает снижение показателей в целом и снижение масло- и водопоглощения ПКМ. Таким образом, технологические параметры в первую очередь влияют на плотность укладки слоев арматуры в формирующейся структуре ПКМ. Большое влияние на свойства антифрикционных ПКМ оказывает содержание и состав наполнителей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Иванов В. А., Ри Хосен.** Прогрессивные самосмазывающиеся материалы на основе эпоксидофторопластов для триботехнических систем. Владивосток, Хабаровск: ДВО РАН, 2000. 429 с.
2. **Технология** производства изделий и интегральных конструкций из композиционных материалов в машиностроении / Под ред. А. Г. Братухина, В. С. Боголюбова, О. С. Сироткина. М.: Готика, 2003. 516 с.
3. **Захарычев С. П., Иванов В. А.** Разработка установки радиальной намотки для изготовления армированных полимерных композиционных материалов // Вестник ТОГУ. 2008. № 1 (8). С. 101—110.
4. **Композиционные** материалы. Справочник / Под ред. Д. М. Карпиноса. Киев: Наукова думка, 1985. 592 с.
5. **Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В.** Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 280 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

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

УДК 539.371:621.88.001.572

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

Локальное проскальзывание в соединении с натягом при нагружении крутящим моментом

При решении задачи расчета соединения с натягом, нагруженного крутящим моментом, учтены как податливости соединяемых деталей, так и касательная податливость контактного слоя, что повысило точность нахождения распределения крутящего момента по длине соединения и позволило прогнозировать появление фреттинга в соединении.

Ключевые слова: соединение с натягом, крутящий момент, податливость контактного слоя, локальное проскальзывание, фреттинг.

The calculation problem of the connection with tightness, loaded by a torque, is solved subject to both pliability of connection details and the tangential pliability of contact layer, what enhanced the evaluation accuracy of the torque distribution along the connection length and allowed forecast the fretting arise in the connection.

Keywords: connection with tightness, torque, tangential pliability of contact layer, local slippage, fretting.

Рассмотрим работу соединения с натягом, нагруженного крутящим моментом T (рис. 1). Соединение длиной L образовано полым валом *1* с наружным диаметром d и диаметром отверстия d_1, изготовленным из материала с модулем упругости $E_в$ и коэффициентом Пуассона $\mu_в$, и втулкой *2* с наружным диаметром d_2, изготовленной из материала с модулем упругости $E_{вт}$ и коэффициентом Пуассона $\mu_{вт}$. Крутящий момент передается с вала на втулку контактным слоем *3*, образованным шероховатыми поверхностями.

Разбиваем соединение на три участка: зону проскальзывания ($0 < z \leqslant l_1$); зону упругих смещений в контактном слое ($l_1 < z < l_2$); зону проскальзывания ($l_2 \leqslant z < L$). При $l_1 = l_2$ соединение может передать предельный момент

$$[T]_{\max} = p\pi d^2 Lf/2, \qquad (1)$$

где p — давление на контакте; f — коэффициент трения, с превышением которого соединение проскальзывает по всей поверхности контакта (проворачивается) и, следовательно, теряет способность передавать нагрузку. При $l_1 = 0$ и $l_2 = L$ локальные проскальзывания отсутствуют по всей длине соединения.

В работе [1] установлено, что касательное смещение δ_τ в контактном слое при действии на него давления p и касательного напряжения τ можно вычислить по значениям коэффициентов ε влияния масштаба и k_τ касательной податливости:

$$\delta_\tau = \varepsilon k_\tau \tau. \qquad (2)$$

Коэффициент ε влияния масштаба зависит от допуска Δ плоскостности, определяемого степенью точности по ГОСТ 24643—81 и наибольшим размером L поверхности контакта, а также от наибольшей высоты $W_{\max}$ волны волнистой поверхности. Принимают: при $L = 50$ мм $\varepsilon = 1$; при $L < 50$ мм $\varepsilon = L/50$; при $L > 50$ мм, если $3a^{1/3} < a$, то $\varepsilon = 3a^{1/3}$, и если $3a^{1/3} > a$, то $\varepsilon = 0{,}5a + (1 - a^2/12)^{1/2}$, где $a = (\Delta - W_{\max})/[Rac_0(p/E)^{0,5}]$. Здесь обозначены: $Ra = (Ra_1 + Ra_2)/2$ — средняя арифметическая высота микронеровностей контактирующих поверхностей; c_0 — безразмерный коэффициент, который при первичном нагружении $\approx 1500 \div 2000$, а при повторных нагружениях ≈ 500; $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ — приведенный модуль упругости контактирующих материалов. Касательная податливость

$$k_\tau = 0{,}5Rac_0/(Ep)^{0,5}. \qquad (3)$$

Зависимость смещения δ_τ от касательного напряжения τ линейна до предельного касательного напряжения

$$\tau_{\max p} = fp, \qquad (4)$$

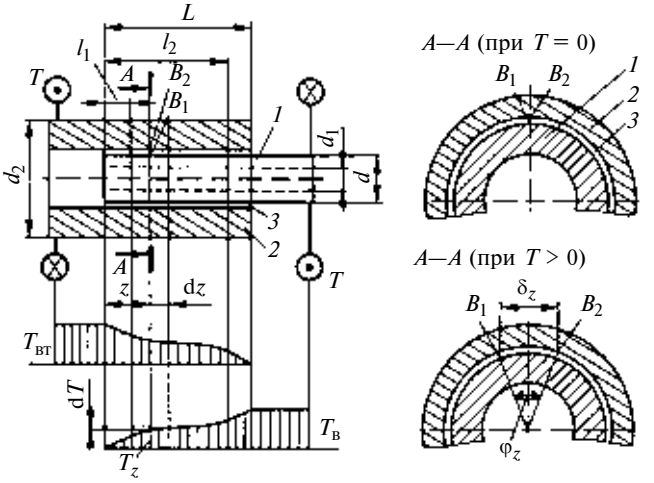


Рис. 1. Расчетная модель соединения с натягом, нагруженного крутящим моментом *T*, в предположении, что упругими являются соединяемые детали (вал *1* и втулка *2*) и контактный слой *3*

после достижения которого возникает срыв упругого смещения, т. е. появляется проскальзывание. При этом предельное упругое смещение $\delta_{\tau \max p}$ соответствует значению $\delta_{\tau \max p} = \varepsilon k_\tau fp$.

Момент с вала на втулку передается вследствие действия касательных напряжений τ_z в контактном слое, которые, согласно выражениям (2)÷(4), вычисляются по формулам:

на участках $0 \leqslant z \leqslant l_1$ и $l_2 \leqslant z \leqslant L$

$$\tau_z = fp; \tag{5}$$

на участке $l_1 < z < l_2$

$$\tau_z = \delta_z/(\varepsilon k_\tau), \tag{6}$$

где $\delta_z = \varphi_z d/2$ — смещение в контактном слое на расстоянии z от начала выбранной системы координат (см. рис. 1); φ_z — угол поворота вала относительно втулки в этом сечении.

Выделим в контактном слое элемент (кольцо) шириной $\mathrm{d}z$ (см. рис. 1). Условие равновесия для него будет иметь вид:

$$(T_z + \mathrm{d}T) - T_z = \tau_z \pi \frac{d^2}{2} \mathrm{d}z, \tag{7}$$

где T_z — момент на валу в сечении z; $\mathrm{d}T$ — приращение момента на длине $\mathrm{d}z$.

Так как задача статически неопределима, то к условию равновесия следует добавить условие совместности перемещений:

$$\frac{d}{2}\left[\int_0^z \frac{T_z}{G_\text{в} I_\text{в}} \mathrm{d}z - \int_0^z \frac{(T - T_z)}{G_\text{вт} I_\text{вт}} \mathrm{d}z\right] = \delta_z - \delta_0, \tag{8}$$

где δ_0 — смещение в контактном слое при $z = 0$; $G_\text{в} = 0{,}5E_\text{в}/(1 + \mu_\text{в})$ и $G_\text{вт} = 0{,}5E_\text{вт}/(1 + \mu_\text{вт})$ — модули сдвига вала и втулки; $I_\text{в} = \pi d^4[1 - (d_1/d)^4]/32$ и $I_\text{вт} = \pi d_2^4 [1 - (d/d_2)^4]/32$ — моменты инерции поперечных сечений вала и втулки.

Выражая τ_z согласно зависимости (6) через δ_z и подставляя в условие равновесия (7) условие совместности перемещений (8), имеем:

$$\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}z} = \tau_z \pi \frac{d^2}{2} = \frac{\pi d^2 \delta_z}{2\varepsilon k_\tau} =$$

$$= \frac{\pi d^2}{2\varepsilon k_\tau}\left\{\delta_0 + \frac{d}{2}\left[\int_0^z \frac{T_z}{G_\text{в} I_\text{в}} \mathrm{d}z - \int_0^z \frac{(T - T_z)}{G_\text{вт} I_\text{вт}} \mathrm{d}z\right]\right\}. \tag{9}$$

Дифференцируем выражение (9) по z:

$$\frac{\mathrm{d}^2 T}{\mathrm{d}z^2} = \frac{\pi d^3}{4\varepsilon k_\tau}\left[\frac{T_z}{G_\text{в} I_\text{в}} - \frac{(T - T_z)}{G_\text{вт} I_\text{вт}}\right] \tag{10}$$

и вводим обозначения

$$k^2 = \frac{\pi d^3}{4\varepsilon k_\tau}\left(\frac{1}{G_\text{в} I_\text{в}} + \frac{1}{G_\text{вт} I_\text{вт}}\right);$$

$$A = -\frac{\pi d^3 T}{4\varepsilon k_\tau G_\text{вт} I_\text{вт}}.$$

Тогда дифференциальное уравнение (10) принимает вид:

$$\frac{\mathrm{d}^2 T}{\mathrm{d}z^2} - k^2 T_z = A. \tag{11}$$

При $p > 0$ оно имеет решение:

$$T_z = C_1 \mathrm{e}^{kz} + C_2 \mathrm{e}^{-kz} - A/k^2. \tag{12}$$

Коэффициенты C_1 и C_2 определяют из условий, что при $z = 0$ $T_z = 0$ и при $z = L$ $T_z = T$:

$$C_2 = \frac{\frac{A}{k^2}(\mathrm{e}^{kL} - 1) - T}{\mathrm{e}^{kL} - \mathrm{e}^{-kL}};$$

$$C_1 = \frac{A}{k^2} - C_2.$$

Смещение δ_0 в контактном слое при $z = 0$ находится из решения уравнения

$$\frac{\pi d^2}{2\varepsilon k_\tau}\int_0^L \left\{\delta_0 + \frac{d}{2}\left[\int_0^z \frac{T_z}{G_\text{в} I_\text{в}} \mathrm{d}z - \int_0^z \frac{(T - T_z)}{G_\text{вт} I_\text{вт}} \mathrm{d}z\right]\right\} \mathrm{d}z = T. \tag{13}$$

В работе [2] был рассмотрен случай нагружения соединения предельным моментом $T_\text{у}$, при котором в контактном слое имеют место только упругие деформации без локального проскальзывания (когда $l_1 = 0$ и $l_2 = L$). В данном исследовании решается задача распределения крутящего момента, касательных напряжений и смещений в контактном слое для соединения с натягом при нагружении крутящим моментом, бóльшим $T_\text{у}$, т. е. при наличии локального проскальзывания с одного или обоих его краев. В этих случаях значения коэффициентов C_1 и C_2 в формуле (12) будут иными, чем при $T \leqslant T_\text{у}$. Если проскальзывание ожидается справа, то коэффициенты C_1 и C_2, а также размер $0 \leqslant l_2 \leqslant L$ находят из решения системы трех уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &C_1 + C_2 - A/k^2 = 0; \\ &C_1 \mathrm{e}^{kl_2} + C_2 \mathrm{e}^{-kl_2} - \frac{A}{k^2} + \frac{pf\pi d^2}{2}(L - l_2) = T; \\ &C_1 k \mathrm{e}^{kl_2} - C_2 k \mathrm{e}^{-kl_2} = \frac{pf\pi d^2}{2}. \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

Если проскальзывание ожидается слева, то коэффициенты C_1 и C_2, а также размер $0 \leqslant l_1 \leqslant L$ находят из решения системы трех уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &C_1 e^{kL} + C_2 e^{-kL} - A/k^2 = T; \\ &C_1 e^{kl_1} + C_2 e^{-kl_1} - \frac{A}{k^2} = \frac{pf\pi d^2}{2} l_1; \\ &C_1 k e^{kl_1} - C_2 k e^{-kl_1} = \frac{pf\pi d^2}{2}. \end{aligned}\right\} \quad (15)$$

Если проскальзывание ожидается с обоих краев, то коэффициенты C_1 и C_2, а также размеры $l_1 \geqslant 0$ и $l_2 \leqslant L$, где $l_1 \leqslant l_2$, находят из решения системы четырех уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &C_1 k e^{kl_1} - C_2 k e^{-kl_1} = \frac{pf\pi d^2}{2}; \\ &C_1 k e^{kl_2} - C_2 k e^{-kl_2} = \frac{pf\pi d^2}{2}; \\ &C_1 e^{kl_1} + C_2 e^{-kl_1} - \frac{A}{k^2} = \frac{pf\pi d^2}{2} l_1; \\ &C_1 e^{kl_2} + C_2 e^{-kl_2} - \frac{A}{k^2} + \frac{pf\pi d^2}{2}(L - l_2) = T. \end{aligned}\right\} \quad (16)$$

При этом смещение δ_0 во всех случаях рассчитывают по формуле (13), вычисляя подынтегральное выражение, заключенное в фигурных скобках, в пределах или от 9 до l_2, если $l_2 < L$, или от 0 до L, если $l_2 = L$.

В случае $T > T_у$ решение следует осуществлять в такой последовательности. Сначала вычислить T_z по формуле (12) в предположении отсутствия локальных проскальзываний с обоих краев. Далее, продифференцировав уравнения распределения крутящего момента по координате z, вычислить по формуле (9) распределение по длине касательных напряжений τ_z. Построить график зависимости $\tau_z = f(l_z)$ и наложить на него прямую $\tau_z = fp$. Затем проанализировать, у какого края график пересечется с прямой: справа, слева или у обоих краев (это зависит от соотношения произведений $G_в I_в$ и $G_{вт} I_{вт}$), и исходя из результата анализа проводить расчет по формулам (14), (15) или (16). Если в предположении наличия локального проскальзывания с одного края при расчете обнаружится проскальзывание с обоих краев, этот расчет следует заменить расчетом по формулам (16).

В работе [3] вычислены касательные напряжения в контактном слое для соединения с натягом, нагруженного крутящими моментами $15{,}4 \cdot 10^3$ и $22{,}1 \cdot 10^3$ Н · м, соответствующими появлению локального проскальзывания в соединении с одной стороны втулки и появлению локальных проскальзываний с двух сторон втулки при $L = 150$ мм, $d = 98{,}5$ мм, $d_2 = 140$ мм, $E_в = E_{вт} = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_в = \mu_{вт} = 0{,}3$, $p = 72$ МПа, $f = 0{,}25$. Момент проворота $[T]_{max} = 41{,}15 \cdot 10^3$ Н · м. При вычислениях было принято, что контактный слой характеризуется коэффициентами контактной податливости в упругой области $k_\tau = 5 \cdot 10^{-4}$ мм^3/Н при значениях τ до 7 МПа и в упругопластической области $k_{\tau п} = 20 \cdot 10^{-4}$ мм^3/Н при значениях τ от 7 до 18 МПа. Результаты расчета представлены на рис. 2, *а* сплошными линиями. Нами для тех же исходных данных при $k_\tau = 5 \cdot 10^{-4}$ мм^3/Н, что соответствует $Ra = 2$ мкм, $c_0 = 2000$ и $\varepsilon = 1{,}5$, проведен расчет по формулам (2)÷(16). Результаты этого расчета показаны на рис. 2, *а* штриховыми линиями.

В работе [4] приведены результаты испытаний соединения с натягом при $L = 45$ мм, $d = 30$ мм, $f = 0{,}25$, вал и втулка которого изготовлены из стали 45 ($E_в = E_{вт} = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_в = \mu_{вт} = 0{,}3$), при двух толщинах втулки. Шероховатость сопрягаемых поверхностей соответствовала седьмому классу чистоты обработки ($Ra \approx 1{,}25$ мкм). При на-

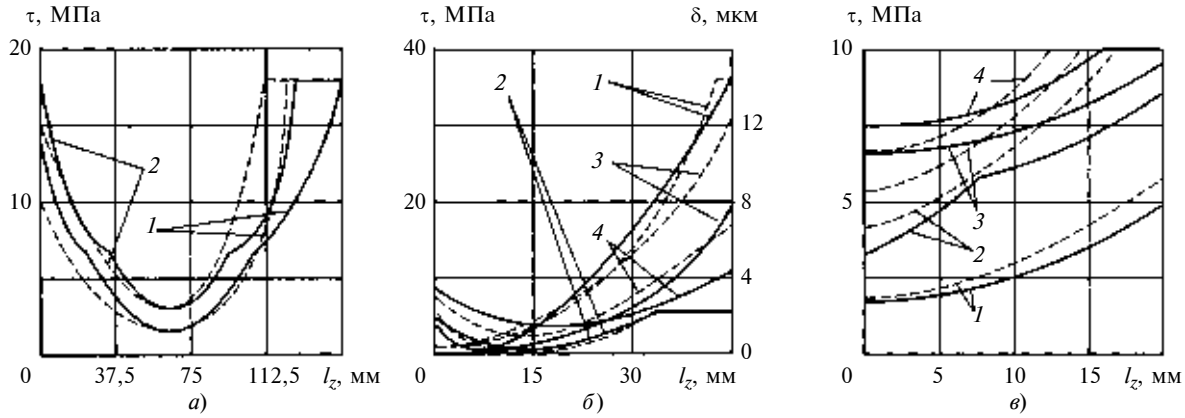


Рис. 2. Распределения касательных напряжений и смещений в контактном слое по длине соединения:
сплошные линии — результаты, опубликованные в работах [3] (*а*), [4] (*б*), [5] (*в*); штриховые линии — результаты, полученные расчетом по формулам (2)÷(16): *а* — при значениях крутящего момента $15{,}4 \cdot 10^3$ (*1*) и $22{,}1 \cdot 10^3$ Н · м (2); *б* — при толщинах втулки 30 (*1*, *3*) и 5 мм (*2*, *4*), здесь *1*, *2* — $\tau = f(l_z)$; *3*, *4* — $\delta = f(l_z)$; *в* — при значениях крутящего момента 50 (*1*), 130 (*2*), 150 (*3*), 170 Н · м (*4*)

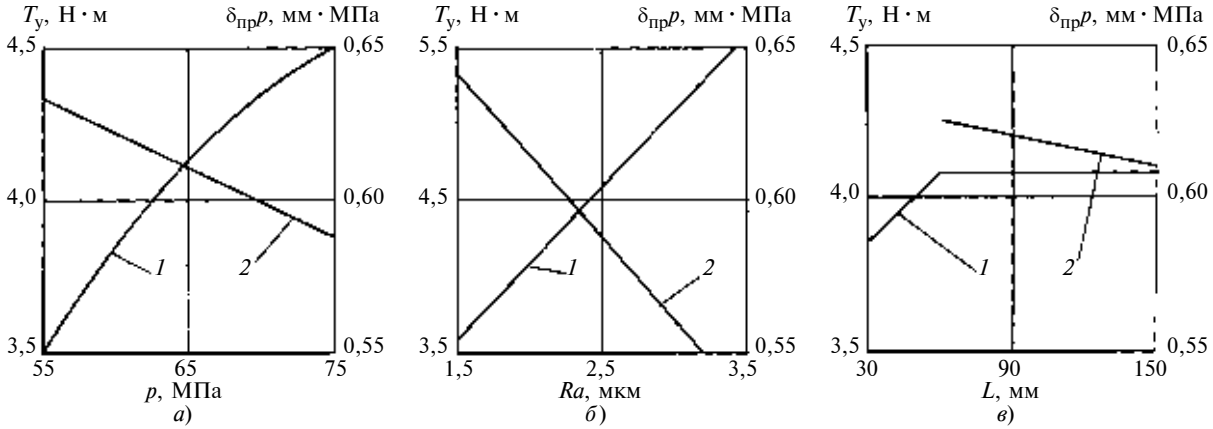


Рис. 3. Зависимости $T_у$ (кривые *1*) и $\delta_{пр}p$ при T = 10,5 Н · м (кривые *2*) от p (*а*), Ra (*б*), L (*в*)

ружном диаметре втулки, равном 90 мм, давление в контакте составило 152 МПа, а при диаметре 40 мм оно снизилось до 25,6 МПа. Касательные смещения по окружности стыка в трех поперечных сечениях (у двух краев соединения и посредине) измеряли с помощью емкостных датчиков. В первом случае соединение нагружали крутящим моментом 640 Н · м и зафиксировали отсутствие зон проскальзывания с правого и левого краев соединения, а во втором — крутящим моментом 240 Н · м и получили с правого края соединения зону проскальзывания длиной 10,4 мм. Результаты испытаний представлены сплошными линиями на рис. 2, *б*, а штриховыми линиями — графики, полученные нами расчетом по формулам (2)÷(16) при c_0 = 2000 и ε = 0,9.

В работе [5] вычислены касательные напряжения в контактном слое для соединения с натягом, нагруженного крутящими моментами 50÷170 Н · м, при L = 20 мм, d = 25 мм, $d_2 \gg d$, $E_в = E_{вт}$ = $= 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_в = \mu_{вт}$ = 0,3, p = 50 МПа, f = 0,2. Принято, что контактный слой характеризуется коэффициентами контактной податливости в упругой области $k_\tau = 5 \cdot 10^{-4}$ мм^3/Н при значениях τ до 6 МПа и в упругопластической области $k_{\tau п}$ = $= 20 \cdot 10^{-4}$ мм^3/Н при значениях τ от 6 до 10 МПа. Момент проворота $[T]_{max}$ = 196 Н · м. Результаты расчета показаны на рис. 2, *в* сплошными линиями. Нами для тех же исходных данных при k_τ = $= 5 \cdot 10^{-4}$ мм^3/Н, что соответствует Ra = 3,2 мкм, c_0 = 2000 и ε = 0,5, проведен расчет по формулам (2)÷(16). Результаты этого расчета показаны на рис. 2, *в* штриховыми линиями.

Сопоставление результатов наших расчетов с результатами, опубликованными в работах [3]—[5], показывает, что они близки друг другу. Следовательно, предлагаемые нами расчеты можно рекомендовать для практического применения. Заметим, что игнорирование в наших расчетах упругопластической области деформирования контактного слоя, которую учитывали в своих расчетах авторы перечисленных работ, объясняется тем, что упругопластическая область деформирования имеет место при первом нагружении и отсутствует при повторных нагружениях. Наши расчеты разработаны для повторных нагружений, но приспособлены и для приближенного решения задачи при первом нагружении.

При нагружении соединения переменным крутящим моментом, что характерно для большинства транспортных машин, чтобы избежать повреждений, вызванных фреттингом, следует обеспечить отсутствие локальных проскальзываний в соединении. Локальные проскальзывания не возникнут, если расчетами проверено выполнение условий $l_1 = 0$ и $l_2 = L$ при $c_0 \approx 500$, характерном для повторных нагружений. На рис. 3, *а—в* для соединения с параметрами L = 150 мм, d = 98,5 мм, d_2 = 140 мм, $E_в = E_{вт} = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_в = \mu_{вт}$ = = 0,3, p = 65 МПа, f = 0,25, Ra = 2 мкм, ε = 1,5 построены зависимости $T_у$ от p, Ra и L (кривые *1*), полученные расчетом по формулам (2)÷(13). Анализ графиков показывает, что повышение натяга и увеличение параметра Ra шероховатости увеличивает крутящий момент, который может быть передан соединением без локального проскальзывания. Причем этот момент примерно в 10 раз ниже предельного момента $[T]_{max}$. Уменьшение длины L соединения до 0,6d практически не влияет на величину $T_у$. Если назначить длину соединения $L = 0{,}8d$, которую обычно принимают за нижнюю границу длины соединения с натягом, то получим $[T]_{max}/T_у \approx 4$.

Известно [6], что повреждения контактирующих поверхностей, вызванные фреттингом, в первом приближении пропорциональны произведению амплитуды проскальзывания контактирующих поверхностей на давление в контакте. Формулы (4), (9), (12)÷(16) позволяют вычислить наибольшую амплитуду проскальзывания

$$\delta_{пр} = \delta_L - \varepsilon k_\tau fp = \delta_L - \delta_{l_2}, \qquad (17)$$

где $\varepsilon k_\tau fp$ — предельное упругое смещение.

На рис. 3, *а÷в* для тех же параметров соединения и при T = 10,5 Н · м, c_0 = 500 построены (кривые *2*)

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

УДК 621.892

Ю. П. КОЗЫРЕВ, Е. Б. СЕДАКОВА, кандидаты технических наук
(Институт проблем машиноведения РАН, г. Санкт-Петербург), e-mail: elenasedakova2006@yandex.ru

Анализ влияния волокнистых и дисперсных наполнителей на снижение нагруженности полимерной матрицы при трении

Исследовано влияние наполнителя на износостойкость полимерных композиционных материалов. Рассмотрены три типа наполнителей: армирующие волокна, короткие волокна и дисперсные частицы. Получены соотношения для расчета доли нагрузки на полимерную матрицу, позволяющие оптимизировать содержание наполнителей в композитах с учетом их триботехнического применения.

Ключевые слова: износостойкость, композиционный материал, напряжение, полимер, наполнитель, нановолокна, дисперсные частицы, трение, нагрузка.

Effect of filler upon the wearing capacity of polymer composite materials was investigated. Three types of fillers, particularly, reinforcing fibers, short fibers, and disperse particle were considered. The relations for calculation of loading portion on the polymer matrix, allowing optimize the fillers content in the composites subject to their tribotechnical use, have been obtained.

Keywords: wearing capacity, composite material, stress, polymer, filler, nano-fiber, disperse particles, friction, loading.

Конструкционные полимерные материалы в большинстве случаев представляют собой композиты, содержащие различные виды наполнителей [1, 2]. Наиболее известными являются армирующие наполнители в виде длинных непрерывных волокон по всей длине композиционного материала. Волокна могут располагаться в матрице в виде однонаправленных структур или в виде предварительно изготовленной тканевой основы. Другие наполнители можно разделить на два принципиально

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

расчетные зависимости произведения $\delta_{пр}p$ от давления, шероховатости контактирующих поверхностей и длины соединения. Из анализа этих зависимостей следует, что опасность повреждений, вызванных фреттингом, уменьшается с повышением натяга, а также с увеличением параметра *Ra* шероховатости, и мало связано с длиной соединения.

Выводы

1. При нагружении соединения переменным крутящим моментом, что характерно для большинства транспортных машин, чтобы избежать повреждений, вызванных фреттингом, следует обеспечить отсутствие локальных проскальзываний в соединении. Локальные проскальзывания не возникнут, если расчетами по формулам (2)÷(13) проверено выполнение условий $l_1 = 0$ и $l_2 = L$.

2. Существующий расчет соединения с натягом [расчет допустимого крутящего момента по формуле (1) с введением в формулу коэффициента запаса по несдвигаемости, равного 1,5] обеспечивает работоспособность лишь при нагружении соединения неизменным крутящим моментом. При нагружении соединения переменным крутящим моментом локальные проскальзывания не возникнут, если при длине соединения, равной 0,8*d*, назначить коэффициент запаса по несдвигаемости не менее 4. Запас следует увеличивать с увеличением длины соединения.

3. Повреждения от фреттинга уменьшаются с увеличением натяга в соединении и шероховатости контактирующих поверхностей.

4. Минимизировать повреждения от фреттинга можно, варьируя конструктивными параметрами d, d_1, d_2, L, $E_в$, $E_{вт}$, $\mu_в$, $\mu_{вт}$, f, Ra, входящими в формулы (2)÷(17).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Иванов А. С.** Нормальная, угловая и касательная контактные жесткости плоского стыка // Вестник машиностроения. 2007. № 7. С. 34—37.
2. **Работа** соединения с натягом при нагружении крутящим моментом / А. С. Иванов, М. М. Ермолаев, В. И. Грек и др. // Вестник машиностроения. 2010. № 3. С. 30—33.
3. **Гречищев Е. С., Ильяшенко А. А.** Соединения с натягом: Расчеты, проектирование и изготовление. М.: Машиностроение, 1981. 247 с.
4. **Максак В. И., Советченко Б. Ф.** Расчет смещений в соединении с натягом при нагружении их крутящим моментом // Машиноведение. 1975. № 5. С. 63 — 68.
5. **Левина З. М., Решетов Д. Н.** Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.
6. **Уолтерхауз Р. Б.** Фреттинг-коррозия / Пер. с англ. Л.: Машиностроение (Ленингр. отд.), 1975. 272 с.

различных типа — короткие волокна и дисперсные частицы. Обычно диаметр волокон и размеры частиц находятся в микрометровом диапазоне. В последнее время появился принципиально новый класс наполнителей: нановолокна из углерода и различных керамических материалов, фуллерены и другие наноматериалы. Первые условно можно отнести к коротким волокнам, при этом отношение их длины к диаметру может быть 100 и более.

Наполненные полимерные композиты находят широкое применение в узлах трения благодаря малому износу. Снижение износа композитов зависит от многих факторов [3—5], одним из которых является перераспределение напряжений внутри композита.

Настоящая статья посвящена анализу механического взаимодействия наполнителя с полимерной матрицей, приводящего к снижению нагруженности полимерной матрицы в зоне трения.

Рассмотрим полимерную матрицу, армированную длинными непрерывными волокнами. Предположим, что адгезионная прочность взаимодействия наполнителя и полимерной матрицы велика и соизмерима с величиной когезионной прочности матрицы. К образцу композита приложено усилие вдоль направления волокон. Тогда напряжение, возникающее в материале, будет распределяться между матрицей и волокном [6] согласно формуле

$$\sigma_c = \sigma_m(1 - \gamma) + \sigma_f\gamma, \qquad (1)$$

где σ_m, σ_f — напряжения, возникающие в матрице и волокне соответственно; γ — доля волокна в композите.

Часто долю γ рассматривают как величину объемного или массового содержания наполнителя. Однако в формуле (1) по смыслу $\gamma = F_f/F_c$, где F_f — площадь поперечного сечения волокон; F_c — площадь поперечного сечения композита. При подстановке этого значения γ в формулу (1) получаем выражение для суммы нагрузок. Таким образом, параметр γ характеризует поверхностную концентрацию φ_S волокон в сечении композита. Если объемная концентрация волокон — φ_f, а линейная концентрация $\varphi_l = \varphi_f^{1/3}$, то $\gamma = \varphi_f^{2/3}$.

Заметим, что в формуле (1) $\sigma_m = E_m\varepsilon_c$, а $\sigma_f = E_f\varepsilon_c$, где ε_c — относительная деформация композита, одинаковая для обеих фаз; E_m и E_f — модули упругости матрицы и волокон соответственно. Поскольку обычно $E_f \gg E_m$, то при $\gamma = 1/2$ доля напряжения, возникающего в волокнах, будет пропорциональна величине E_f/E_m. Часто это отношение используется как критерий оценки прочностных свойств армированного композита.

Для решения вопросов применения композитов в узлах трения необходимо определить величины σ_m и σ_f относительно σ_c при сжатии на границе контакта армированного композита с абсолютно твердой поверхностью (контртелом). Чтобы различать прочностные и контактные характеристики, перейдем от напряжений к соответствующим давлениям p_m, p_f и p_c, действующим на контактной поверхности матрицы, волокон и общей поверхности композита соответственно.

Решим уравнение (1) с учетом равенства деформаций матрицы (ε_m) и волокна (ε_f). Кроме того, будем считать, что упругие характеристики материалов при сжатии и растяжении идентичны. Тогда

$$p_f = p_m E_f/E_m. \qquad (2)$$

Подставив равенство (2) в уравнение (1), определим

$$p_c = p_m(1 - \gamma) + \frac{p_m E_f}{E_m}\gamma. \qquad (3)$$

Из уравнения (3) находим:

$$p_m = \frac{p_c}{(1-\gamma) + \gamma E_f/E_m}. \qquad (4)$$

Подставив равенство (4) в уравнение (3) и обозначив $\lambda = E_f/E_m$, окончательно получим:

$$p_c = kp_c + (1 - k)p_c, \qquad (5)$$

где k — доля давления на матрицу или нагруженность матрицы композита с наполнителем в виде длинных непрерывных волокон.

С учетом того, что $\gamma = \varphi_f^{2/3}$, определим

$$k = \frac{(1 - \varphi_f^{2/3})}{(1 - \varphi_f^{2/3}) + \lambda\varphi_f^{2/3}}. \qquad (6)$$

Первое слагаемое в уравнении (5) определяет p_m, второе — p_f. Из равенства (6) видно, что p_m уменьшается с ростом модуля упругости волокон и соответственно с ростом величины λ. В то же время при $\lambda \gg 1$ практически все давление действует на контакте волокон с контртелом. Если в равенство (6) подставим $\varphi_f = 0$, то получим $k = 1$. Очевидно, что в этом случае вся нагрузка будет приложена к полимерной матрице. При всех других значениях φ_f величина $k < 1$ и снижается при росте E_f и соответствующем росте величины λ.

На рис. 1 приведены зависимости величины k от φ_f для эпоксидной матрицы, армированной борными (линия *3*), углеродными (линия *2*) и стеклянными (линия *1*) волокнами с модулями упругости 390, 290 и 110 ГПа соответственно [7]. Модуль упругости отвержденной эпоксидной смолы составляет 6,5 ГПа [8]. Примем также, что величина $\varphi_f \leqslant 70$ об. %.

Из рис. 1 видно, что величина k при больших φ_f падает более, чем на порядок. Это снижение давления на матрицу должно оказывать влияние на износ армированного композита в целом. Так, известно [9, 10] , что для описания изнашивания материалов в наиболее общем виде используются

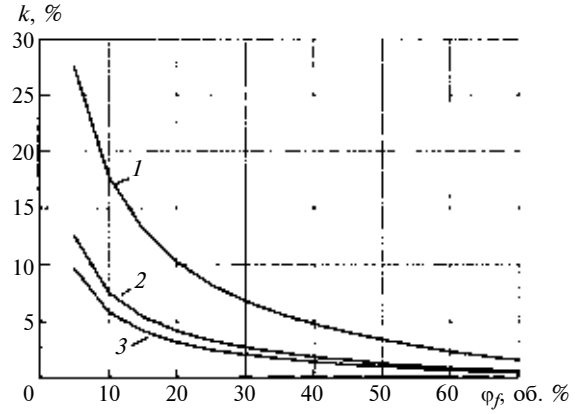


Рис. 1. Зависимости величины нагруженности *k* матрицы (отвержденная эпоксидная смола) от объемной концентрации φ_f стеклянных (*1*), углеродных (*2*) и борных (*3*) армирующих волокон

степенны́е зависимости от основных эксплуатационных параметров. Наиболее простая зависимость может быть представлена в виде [10]:

$$I = ap^b v^c, \tag{7}$$

где I — интенсивность линейного износа; p — контактное давление; v — скорость скольжения; a, b и c — коэффициенты, определяемые опытным путем.

Допустим, что износостойкость самих волокон намного выше износостойкости отвержденной эпоксидной смолы. Тогда с уменьшением давления на матрицу ее износ в соответствии с формулой (7) будет снижаться и, таким образом, все большую роль в износе композита будут играть волокна. Это должно привести к снижению общего износа композита.

Зависимости, приведенные на рис. 1, позволяют предложить некоторый условный порог для выбора содержания наполнителя. Будем считать, что снижение нагруженности матрицы на порядок (k = 10 %) наблюдается в композите с хорошей износостойкостью. Величину концентрации при этом значении k назовем пороговой. В результате, если для композитов с борными и углеродными волокнами пороговая концентрация составляет 5÷8 об. %, то для композита со стекловолокном она достигает 22 об. %. Эти выводы, по видимому, необходимо учитывать при создании антифрикционных армированных материалов.

Перейдем к анализу полимерных композитов, содержащих короткие волокна. Изучение таких композитов в настоящее время весьма актуально в связи с появлением нового класса наполнителей — нановолокон. Экспериментально показано [11, 12], что расположение коротких волокон перпендикулярно поверхности контакта приводит к резкому уменьшению износа композитов при трении по сравнению с образцами, в которых волокна расположены параллельно поверхности контакта. Этот эффект был объяснен тем, что при перпендикулярном расположении коротких волокон некоторая часть нагрузки будет поддерживаться волокном и, таким образом, нагруженность матрицы будет снижаться.

Распределение давления на поверхности контакта композита можно найти из анализа напряженного состояния системы "волокно—матрица" [6]. Рассмотрим короткий отрезок волокна, расположенный в полимерной матрице перпендикулярно контртелу. Нагрузка сжатия действует на полимерную матрицу, длина которой больше длины единичного волокна. На верхний торец волокна через матрицу действует нормальное давление, которое для упрощения принимается равным p_m. Очевидно, что максимальное давление будет на нижнем торце волокна в месте контакта с контртелом. Величину этого давления находим из соотношения

$$p_{fS} = \frac{2\pi r l \tau}{\pi r^2} + p_m = \frac{4 l \tau}{d} + p_m, \tag{8}$$

где l, r, d — длина, радиус и диаметр волокна соответственно; τ — напряжение сдвига, вызванное разностью деформации волокна и матрицы.

В реальных материалах контактные давления, передаваемые случайно ориентированными волокнами, будут значительно ниже, чем давления, передаваемые волокнами, перпендикулярными к поверхности контакта. В простейших случаях, когда ориентация волокон в композите известна, можно воспользоваться коэффициентом Q усиления композита [6]. При одноосной ориентации волокон в направлении приложения внешней нагрузки очевидно $Q = 1$. Для однородного статистического распределения волокон в плоскости $Q = 3/8$. Для однородного статистического распределения в объеме $Q = 1/6$. В дальнейших расчетах принимаем $Q = 3/8$. По аналогии с уравнением (3) распределение давления на контакте в данном случае будет:

$$p_{cS} = p_m(1 - \beta) + Q p_{fS} \beta, \tag{9}$$

где p_{cS} — давление на рассматриваемый композит; β — поверхностная концентрация коротких волокон для композита.

Вторым слагаемым в уравнении (8) в большинстве случаев можно пренебречь. Поскольку $\tau = 0{,}5 p_m$, то равенство (9) примет вид:

$$p_{cS} = p_m(1 - \beta) + 2 Q p_m l \beta / d. \tag{10}$$

Из уравнения (10) в явном виде находим:

$$p_m = \frac{p_{cS}}{(1 - \beta) + 2 Q l \beta / d}. \tag{11}$$

Подставив равенство (11) в уравнение (10), окончательно получим:

$$p_{cS} = k_1 p_{cS} + (1 - k_1) p_{cS}, \tag{12}$$

где k_1 — нагруженность матрицы композита с наполнителем в виде коротких волокон.

С учетом того, что $\beta = \varphi_f^{2/3}$, получим:

$$k_1 = \frac{(1-\varphi_f^{2/3})}{(1-\varphi_f^{2/3}) + Ql\varphi_f^{2/3}/d}. \qquad (13)$$

Если в равенство (13) подставить $\varphi_f = 0$, то получим $k_1 = 1$, т. е. в этом случае вся нагрузка приложена к чистому полимеру. При всех других значениях φ_f величина $k_1 < 1$ и будет снижаться при увеличении l/d.

Первое слагаемое в уравнении (12) определяет давление, действующее на контактную поверхность матрицы, второе — давление, действующее на контактную поверхность волокон. Из уравнения (12) видно, что нагруженность матрицы снижается при росте φ_f и, кроме того, сильно зависит от отношения l/d, так как оно может иметь достаточно большие значения. Однако величина l/d имеет ограничения. При выбранных материале волокна и диаметре d существует критическая длина l_c волокна, при которой расчет по формуле (8) дает величину $p_{cS} \geqslant \sigma_{сж}$, где $\sigma_{сж}$ — напряжение разрушения при сжатии волокна. Чтобы придать величине l_c однозначность в расчетах по формуле (10), нужно использовать максимальную величину сдвигового напряжения τ_m матрицы. Учитывая сказанное и пренебрегая слагаемым p_m, из формулы (8) находим:

$$l_c = \frac{\sigma_{сж} d}{4\tau_m} = \frac{\sigma_{сж} d}{2p'_{cS}\beta}, \qquad (14)$$

где p'_{cS} — максимальные рабочие давления в узлах трения.

В качестве примера рассчитаем длину l_c углеродного волокна, имеющего $d = 10$ мкм и $\sigma_{сж} = 4$ ГПа. При трении композитов величина p'_{cS} обычно не превышает 20 МПа. Принимаем $\beta = 0{,}2$. Тогда расчет по формуле (14) дает критическую длину волокон $l_c = 5$ мм. При более длинных волокнах будет резко возрастать износ композита в результате их разрушения.

Далее перейдем к рассмотрению распределения контактного давления для композита, наполненного кубическими частицами. Нетрудно сделать вывод, что для определения контактного давления частицы наполнителя можно использовать соотношение (8), подставив в него $l/d = 1$. Тогда давление в месте контакта этой частицы с контртелом $p_{fc} = 4\tau + p_m$.

Очевидно, что при наполнении частицами кубической формы Q будет близок к единице. Тогда, учитывая, что $\tau = 0{,}5\sigma_m$, по аналогии с уравнением (9), находим давление композита с кубическими частицами на контакте с контртелом:

$$p_{cc} = p_m(1-\alpha) + 3p_m\alpha, \qquad (15)$$

где $\alpha = \varphi_f^{2/3}$ — поверхностная концентрация частиц.

Из равенства (15) определим

$$p_m = \frac{p_{cc}}{(1-\alpha) + 3\alpha}. \qquad (16)$$

Подставив равенство (16) в уравнение (15), получим:

$$p_{cc} = k_2 p_{cc} + (1 - k_2)p_{cc},$$

где k_2 — нагруженность матрицы композита с наполнителем в виде кубических частиц.

С учетом того, что $\alpha = \varphi_f^{2/3}$, определим

$$k_2 = \frac{(1-\varphi_f^{2/3})}{(1-\varphi_f^{2/3}) + 3\varphi_f^{2/3}}. \qquad (17)$$

Выражение (17) показывает, что при наполнении полимера кубическими частицами нагруженность матрицы будет снижаться только за счет увеличения объемной концентрации наполнителя. Зависимость k_2 от φ_f представлена на рис. 2. Здесь же приведены зависимости k_1 от φ_f при различных отношениях l/d. Из рис. 2 видно, что для материала, наполненного кубическими частицами ($l/d = 1$), пороговые концентрации наполнителя близки к 70 об. %. В то же время при $l/d = 150$ пороговая концентрация составляет только 5 об. %. В случае применения для наполнения нановолокон необходимо обращать внимание на величину отношения l/d. Если это отношение не более 40, как в работе [13], то для создания материалов с хорошей износостойкостью могут потребоваться высокие объемные концентрации наполнителя, вплоть до 30÷40 об. %.

Таким образом, проведенный анализ показывает, что нагруженность полимерной матрицы всегда зависит от концентрации наполнителя. Кроме того, в случае наполнения композита армирующим

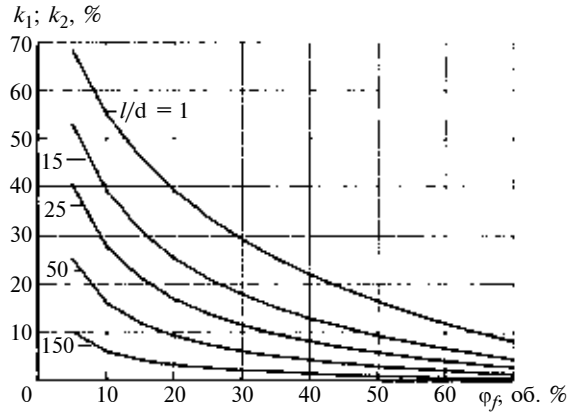


Рис. 2. Зависимости величины нагруженности k от объемной концентрации φ_f кубических частиц и коротких волокон

наполнителем на нагруженность матрицы дополнительно оказывает влияние величина модуля упругости волокна, а при наполнении короткими волокнами — коэффициент усиления композита и отношение длины волокна к его диаметру.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Полимерные** композиционные материалы в триботехнике / Ю. К. Машков, З. Н. Овчар, М. Ю. Байбарацкая, О. А. Мамаев. М.: Недра, 2004. 336 с.
2. **Белый В. А., Свириденок А. И., Петроковец М. И.** Трение полимеров. М.: Наука, 1972. 202 с.
3. **Bahadur S.** The development of transfer-films and their role in polymer tribology // Wear. 2000. V. 245. P. 92—99.
4. **Friction** and wear of polymer composites / Edited by K. Friedrich. Elsivier Science Publishers B. V. Amsterdam: 1986. 420 p.
5. **Козырев Ю. П., Седакова Е. Б.** Особенности частотного спектра сигналов акустической эмиссии при износе политетрафторэтилена // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2005. № 6. С. 115—119.
6. **Принципы** создания композиционных полимерных материалов / А. А. Берлин, С. А. Вольфсон, В. Г. Ошмян, Н. С. Ениколопов. М.: Химия, 1990. 240 с.
7. **Физические** величины: Справочник / Под ред. И. С. Григорьева, Е. З. Мелехова. М.: Энергоатомиздат, 1991. 1232 с.
8. **Кацнельсон М. Ю. , Бадаев Г. А.** Полимерные материалы: Справочник. Л.: Химия, 1982. 317 с.
9. **Дроздов Ю. Н., Надеин В. А., Савинова Т. М.** Обобщенные характеристики для определения ресурса по износу технической керамики // Трение и износ. 2008. Т. 29. № 1. С. 28—36.
10. **Планирование** эксперимента при исследовании триботехнических характеристик фенольных углепластиков / Н. М. Добычин, А. В. Морозов, А. В. Никулин и др. // Вопросы материаловедения. 2009. № 1. С. 186—193.
11. **Lancacter J. K.** The effect of carbon fibre reinforcement on the friction and wear of polymers // Journ. Phys. D. 1968. V. 1. N 5. P. 549—559.
12. **Исследование** микроструктуры и механизма изнашивания углепластика ФУТ в паре с коррозионно-стойкой сталью / А. В. Анисимов, Б. К. Барахтин, В. Е. Бахарева, В. В. Рыбин // Вопросы материаловедения. 2006. № 2. С. 36—43.
13. **Влияние** углеродных нанотрубок на термомеханическое и трибологическое поведение нанокомпозитов на основе частично кристаллических полиимидов / А. Н. Шумаков, В. Е. Юдин, В. М. Светличный и др. // Вопросы материаловедения. 2006. № 2. С. 158—165.

УДК 621.891

А. Г. СУСЛОВ, д-р техн. наук (МГИУ),
Д. М. МЕДВЕДЕВ (Брянский ГТУ), e- mail:mootechmash@mail.ru

Одноступенчатое технологическое обеспечение износостойкости цилиндрических поверхностей деталей машин

С использованием одноступенчатого подхода к решению задачи технологического обеспечения износостойкости на основании существования линейной связи удельных работ трения и механической обработки получены выражения, связывающие интенсивность изнашивания с режимами механической обработки поверхности детали.

Ключевые слова: износостойкость, одноступенчатое технологическое обеспечение, механическая обработка, точение, шлифование, цилиндрические поверхности, детали машин.

Using a single-stage approach to solving the problem of technological support of the wear resistance on the basis of existence of linear coupling of specific friction works and machining, the expressions, connecting the wear intensity with the machining conditions of the detail's surface, were obtained.

Keywords: wear resistance, single-stage technological support, machining, turning, grinding, cylindrical surfaces, machine parts.

В настоящее время установлено, что до 80 % машин выходят из строя вследствие износа трущихся элементов. Эффективный способ сократить время при проектировании и снизить затраты на изготовление изделия — это объединить задачи конструктора и технолога в одну. Однако реализация задачи одноступенчатого технологического обеспечения износостойкости сдерживается из-за отсутствия базы данных зависимостей износостойкости от условий обработки поверхностей трения деталей машин.

Рассматриваемую задачу можно решить путем создания экспериментальных и теоретических моделей. При экспериментальном моделировании необходимо установить непосредственную функциональную взаимосвязь между износостойкостью и условиями механической обработки поверхности детали. Эта связь устанавливается при проведении специально поставленных опытов в определенных условиях. Обрабатывая экспериментальные данные, мы получаем эмпирические зависимости, как правило, в виде степенны́х функций. Недостатками этого подхода являются: частный характер получаемых зависимостей, отсутствие в них ясно выраженного физического содержания, необходимость проведения большого числа трудоемких опытов. Последний недостаток частично нивелируется при использовании метода планирования экстремальных экспериментов с применением автоматизированных систем научных исследований. Такой подход позволяет сократить время, необхо-

димое для получения готовых моделей, и снизить трудоемкость процесса моделирования.

При теоретическом моделировании математическую модель составляют, исходя из известных физических законов, которые предполагаются лежащими в основе рассматриваемых явлений. Подобные модели более универсальны, обеспечивают лучшее понимание и прогнозирование процессов. В настоящее время попытки теоретически описать взаимосвязь износостойкости деталей машин с условиями их механической обработки реализуются в двух направлениях:

1) методом подстановки теоретических зависимостей для расчета параметров качества поверхностного слоя деталей с условиями их обработки в уравнения для определения эксплуатационных свойств [1—3]. Главный недостаток этого метода — получаемые зависимости слишком громоздки и не отражают физику рассматриваемых явлений;

2) на основе единства процессов силового, температурного и химического воздействия на деталь как при ее изготовлении, так и при эксплуатации [2, 4, 5].

В данной работе использован второй метод. Для решения поставленной задачи за основу взяты следующие предпосылки.

Окончательная обработка поверхностей трения ведется при удалении с обрабатываемых заготовок относительно тонких слоев металла. Обычно глубина резания при окончательном точении составляет 0,05÷0,25 мм, при окончательном шлифовании — 0,002÷0,02 мм. В срезаемом слое протекают упругая и пластическая деформации и формируется стружка с образованием новых поверхностей на стружке и заготовке. Эти процессы совместно с трением обусловливают возникновение напряжений и деформаций в режущем лезвии, стружке и поверхностном слое детали, определяют уровень сил и работу резания [6]. Кроме того, процесс резания сопровождается комплексом сложных и своеобразных по своей природе физических явлений: механических, тепловых, теплоструктурных, электрических, химических, адгезионных, диффузионных и других, точное математическое описание которых представляет собой достаточно сложную задачу.

Свойства металлов в поверхностных слоях заметно отличаются от свойств металла в глубине заготовки. Это подтверждают эксперименты по резанию металлов, показывающие, что степень деформации металла стружки и качество обработанной поверхности изменяются с увеличением толщины срезаемого слоя [7]. В связи с этим аналогию резанию представляет процесс внешнего трения, при котором взаимодействие трущихся тел происходит также только по их поверхностным слоям. Процесс резания металлов и внешнее трение-скольжение имеют сходство по таким показателям, как: закономерности проявления металлами характерных физико-механических свойств, присущих им только в поверхностных слоях; сопоставимые условия по силовым, температурным и кинематическим параметрам.

Таким образом, становится ясно, что в процессе изготовления и в процессе трения деталей их рабочие поверхности подвергаются сопоставимому силовому, температурному и химическому воздействию. Поэтому процесс трения может рассматриваться как продолжение технологии обработки. Например, от условий и результатов приработки зависят развитие износа в установившийся период и время наступления аварийного разрушения [5].

Согласно теории изнашивания Фляйшера все определяющие процесс изнашивания параметры, за исключением тех, которые изменяют значение среднего касательного напряжения (т. е. не изменяют значения коэффициента трения и номинальную площадь контакта), должны содержаться в выражении для мнимой плотности энергии. Она не является свойством материала, а характеризует только критический уровень энергии, устанавливающийся в процессе изнашивания при соответствующих условиях.

Был проведен ряд экспериментов по проверке энергетической теории изнашивания Фляйшера: варьировались режимы точения (скорость, подача и глубина резания) закаленных образцов из стали 40Х (40÷45 *HRC*), которые затем испытывали на машине трения. Диапазоны варьирования режимов: $v = 80 \div 196$ м/мин; $S = 0{,}05 \div 0{,}25$; $t = 0{,}15 \div 0{,}3$ мм. Испытания образцов проводили по схеме "вал—колодка". Колодка была изготовлена из стали ХВГ и термообработана до твердости 60÷62 *HRC*.

При проведении испытаний на изнашивание варьировалось значение среднего давления в контакте образца и колодки путем изменения ширины последней. По результатам испытаний рассчитывали значения интенсивности изнашивания и мнимой плотности энергии. Результаты экспериментов показали следующее:

1) установившийся коэффициент трения остается постоянным для образцов, обработанных на различных режимах, и не зависит от среднего давления в контакте колодки и образца;

2) значения интенсивности изнашивания для разных образцов отличаются при разных номинальных давлениях.

Из отличия значений интенсивности изнашивания для различных образцов при близких значениях коэффициентов трения и разных давлениях следует, что режимы точения влияют на значение мнимой плотности энергии поверхности детали. Это означает, что изменяется критический уровень энергии, устанавливающийся в процессе изнашивания, необходимый для разрушения материала.

С другой стороны, технологические меры, направленные на

управление значением износостойкости, выражаются в соответствующем изменении энергетических характеристик процесса резания. Поэтому связать напрямую износостойкость при эксплуатации с условиями механической обработки поверхности детали возможно с помощью энергетических характеристик, общих для обоих рассматриваемых процессов. Учитывая силовую и термодинамическую схожесть процессов механической обработки и изнашивания, можно предложить энергетический параметр, определяющий износостойкость обработанной поверхности детали. В качестве такого параметра для чистового точения следует рассматривать удельную работу резания (работу, затрачиваемую на срез единицы объема материала), а для процесса изнашивания — удельную работу трения (работу, затрачиваемую на изнашивание единицы объема материала).

Рассчитаем работу, затраченную на изнашивание единицы объема материала, Дж/мм^3:

$$A_{\text{уд.тр}} = F_{\text{тр}}\Delta L_{\text{тр}}/\Delta V_{\text{изн}}, \qquad (1)$$

где $\Delta L_{\text{тр}}$ — путь трения, за который износ достигает величины $\Delta V_{\text{изн}}$.

Безразмерная интенсивность изнашивания рассчитывается по формуле

$$I_h = h_{\text{изн}}/\Delta L_{\text{тр}}, \qquad (2)$$

где $h_{\text{изн}}$ — линейный износ образца.

Путь трения для образца определяется по формуле $\Delta L_{\text{тр}} = v_{\text{ск}}T_{\text{исп}}k_{\text{вз}}$, где $v_{\text{ск}}$ — скорость скольжения; $T_{\text{исп}}$ — длительность испытания на изнашивание; $k_{\text{вз}}$ — коэффициент взаимного перекрытия [8]:

$$k_{\text{вз}} = b_{\text{к}}/(\pi d_{\text{обр}}). \qquad (3)$$

Здесь $d_{\text{обр}}$ — диаметр образца; $b_{\text{к}}$ — ширина площадки контакта индентора и образца (рассчитывается по формулам теории Герца).

Объем изношенного материала можно рассчитать по формуле

$$\Delta V_{\text{изн}} = \pi d_{\text{обр}} l_{\text{инд}} h_{\text{изн}}, \qquad (4)$$

где $l_{\text{инд}}$ — ширина индентора.

Выразив из формулы (2) путь трения и подставив полученное выражение вместе со значением $\Delta V_{\text{изн}}$ (4) в формулу (1), получим:

$$A_{\text{уд.тр}} = fN/(\pi d_{\text{обр}} l_{\text{инд}} I_h), \qquad (5)$$

где f — коэффициент трения; N — нормальная нагрузка.

Теперь рассчитаем работу, затрачиваемую на удаление единицы объема материала при механической обработке, Дж/мм^3

$$A_{\text{уд.рез}} = F_1\Delta L_{\text{р}}/\Delta V_{\text{р}}, \qquad (6)$$

где F_1 — геометрическая сумма осевой P_x и тангенциальной P_z сил резания ($F_1 = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}$); $\Delta L_{\text{р}}$ — путь резания, за который удаляется объем материала $\Delta V_{\text{р}}$.

Для точения, учитывая, что $\Delta V_{\text{р}} = ab\Delta L_{\text{р}}$ и $ab = St$, получим:

$$A_{\text{уд.точ}} = F_1/(ab) = F_1/(St), \qquad (7)$$

где a и b — ширина и толщина среза; S — подача; t — глубина резания.

Теперь рассчитаем удельную работу, затрачиваемую на удаление единицы объема материала для процесса шлифования: $A_{\text{уд.шл}} = F_1\Delta L_{\text{шл}}/\Delta V_{\text{шл}}$.

Для врезного шлифования, учитывая, что $P_x = 0$, и, следовательно, $F_1 = P_z$:

$$A_{\text{уд.шл}} = P_z\pi d_{\text{з}}/(\pi d_{\text{з}} S_{\text{р}} b_{\text{з}}) = P_z/(S_{\text{р}} b_{\text{з}}), \qquad (8)$$

где $d_{\text{з}}$ — диаметр обрабатываемой заготовки; $S_{\text{р}}$ — радиальная подача; $b_{\text{з}}$ — ширина шлифуемой поверхности.

Учитывая рассмотренную выше аналогию процессов механической обработки и изнашивания, попытаемся установить количественную взаимосвязь между ними. В процессе обработки срез материала происходит вследствие однократного воздействия инструмента на обрабатываемую поверхность, разрушение же материала при трении происходит вследствие многократного взаимодействия находящихся в контакте микронеровностей. Такие различия в характере разрушения материала могут привести к существенному различию удельных работ резания и трения. Примем допущение, что связь между удельной работой резания и удельной работой трения имеет линейный характер:

$$A_{\text{уд.тр}} = b_0 + b_1 A_{\text{уд.рез}}. \qquad (9)$$

Здесь b_1 — коэффициент, учитывающий многоцикловой характер разрушения материала при трении; b_0 — коэффициент, учитывающий, что на изнашивание необработанной поверхности затрачивается определенное количество энергии (т. е при $A_{\text{уд.рез}} = 0$ $A_{\text{уд.тр}} \neq 0$). Коэффициенты b_0 и b_1 одинаковы для различных методов механической обработки и зависят от свойств материала поверхности детали и режимов трения.

Выражение для расчета интенсивности изнашивания после точения получим, подставив формулы (5) и (7) в выражение (9):

$$I_h = \frac{fN}{b_0\left(1 + \frac{b_1}{b_0}\frac{F_1}{St}\right)\frac{1000v}{n}l_{\text{инд}}}.$$

Здесь v — скорость резания; n — частота вращения шпинделя.

Формулу для расчета интенсивности изнашивания после шлифования, получим, подставив выражения (5) и (8) в формулу (9):

$$I_h = \frac{fN}{b_0\left(1 + \frac{b_1}{b_0}\frac{P_z}{S_{\text{р}} b_{\text{з}}}\right)\frac{1000v_{\text{д}}}{n_{\text{д}}}l_{\text{инд}}}.$$

Здесь $v_{\text{д}}$ — окружная скорость детали; $n_{\text{д}}$ — частота вращения детали.

Данную гипотезу проверяли, используя классический метод планирования эксперимента, при котором варьировалось значение удельной работы резания путем

Номер испытания	S, мм/об	v, м/мин	t, мм	$A_{уд.рез.}$, Дж/мм^3	f	N, Н	$F_{тр}$, Н	$v_{ск}$, м/с	I_h	$A_{уд.тр.}$, Дж/мм^3
1	0,05	79	0,15	9,95	0,135		60,1		$2{,}93 \cdot 10^{-8}$	2903
2	0,075	99	0,3	7,83	0,119		53,0		$3{,}57 \cdot 10^{-8}$	1985
3	0,1	157	0,15	6,11	0,129	445	57,4	1,05	$4{,}57 \cdot 10^{-8}$	1783
4	0,15	125	0,15	5,58	0,126		56,1		$4{,}42 \cdot 10^{-8}$	1800
5	0,25	196	0,3	4,13	0,126		56,1		$5{,}58 \cdot 10^{-8}$	1428

изменения режимов обработки образцов (подачи, скорости и глубины резания), поверхности которых затем проходили испытания на изнашивание на машине трения. Для проведения испытаний на изнашивание использовали автоматизированную систему научных исследований (АСНИ), созданную на базе серийной машины трения МИ-1М на кафедре "Триботехнология" учебно-научного технологического института Брянского ГТУ. Программное обеспечение АСНИ осуществляет отображение на мониторе измеряемых параметров (нагрузки, коэффициента трения, линейного износа образца, температуры смазочного материала) в виде графиков в реальном масштабе времени.

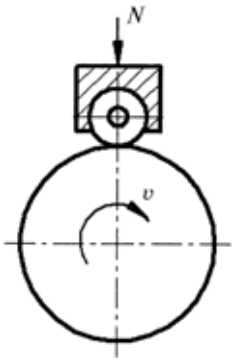


Рис. 1

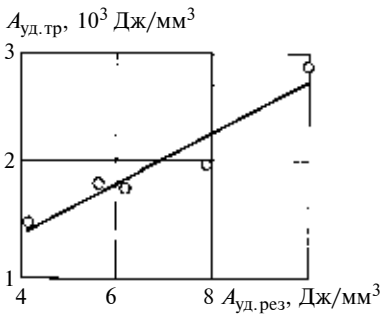


Рис. 2

Поверхности образцов в виде роликов диаметром 49,8 мм и шириной 16 мм испытывали на машине трения по нормализованному методу, особенности которого подробно изложены в работе [5]. В качестве индентора использовали неподвижный твердосплавный ролик диаметром 15,2 мм и шириной 4,5 мм. Схема испытаний на изнашивание приведена рис. 1. При проведении испытаний на изнашивание обеспечивались постоянные условия трения и смазывания, постоянная геометрия контакта. Нагрузку на индентор выбирали, исходя из условия недопустимости достижения предельной величины относительного сближения и необходимости обеспечения условий граничной смазки согласно нормализованной методике.

Эксперименты проводили следующим образом. Образцы из стали 40Х после термообработки до твердости 40÷45 *HRC* подвергали точению резцом из сплава Т15К6 ($\lambda = -5°$; $\varphi = 75°$; $\varphi_1 = 33°$; $\gamma = 5°$) по плану эксперимента. В соответствии с полученными после обработки параметрами качества поверхностного слоя образцов для испытаний на изнашивание для всех образцов устанавливалось значение нагрузки, равное 445 Н. Опыты повторяли 3 раза. Каждый образец испытывали на машине трения в течение 18 ч. По результатам испытаний были рассчитаны интенсивность изнашивания и удельная работа трения (таблица). График зависимости работы трения от удельной работы резания приведен на рис. 2.

Таким образом, по результатам проведенных экспериментов можно говорить о существовании линейной связи между величинами $A_{уд.тр}$ и $A_{уд.рез}$, причем с увеличением удельной энергии резания интенсивность изнашивания снижается, а удельная энергия трения увеличивается.

Обработка результатов экспериментов методами регрессионного анализа позволила получить значения коэффициентов: $b_0 = 390$ и $b_1 = 237$. После подстановки значений коэффициентов, а также формул (3) и (5) в формулу (6), получим:

$$I_h = \frac{fN}{3{,}9 \cdot 10^5\left(1 + 0{,}61\dfrac{F_1}{St}\right)\dfrac{v}{n}l_{инд}}.$$

Полученное выражение позволяет определить интенсивность изнашивания закаленных поверхностей деталей из стали 40Х (40÷45 *HRC*) после точения. Решая обратную задачу, можно определить режимы механической обработки, которые обеспечивают допустимую интенсивность изнашивания. Эти зависимости в дальнейшем станут основой для расчетов в алгоритме программного модуля, который позволит находить условия механической обработки, обеспечивающие требуемое значение интенсивности изнашивания поверхности детали при эксплуатации.

УДК 678.067:539.538:621.822

В. С. БОГУН (ОАО "Пролетарский завод", г. Санкт-Петербург),
А. В. АНИСИМОВ, канд. техн. наук, В. Е. БАХАРЕВА, д-р техн. наук
(ФГУП ЦНИИ КМ "Прометей", г. Санкт-Петербург), e-mail: prometey-km@yandex.ru

Подшипники скольжения из антифрикционных углепластиков для центробежных насосов ТЭК и энергетических установок

Обобщен опыт применения углепластиков ФУТ и ФУТ-Б в подшипниках скольжения насосов ТЭК — магистральных нефтяных, откачивающих и насосов поддержания пластового давления. Приведены результаты лабораторных и стендовых испытаний. Показаны преимущества применения углепластиков ФУТ и ФУТ-Б по сравнению с другими антифрикционными материалами.

Ключевые слова: углепластик ФУТ, ФУТ-Б, насос, встроенный подшипник скольжения, системы поддержания пластового давления и нефтесбора, магистральные нефтепроводы.

Application experience of the coal-plastics FUT and FUT-B in the plain bearings of pumps for fuel-energy complexes, particularly, oil-trunk pumps, exhaust pumps, and strata pressure maintenance pump has been generalized. Results of laboratory and development testing are presented. The advantages of the coal-plastics FUT and FUT-B use as compared with another antifriction materials have been shown.

Keywords: coal-plastics FUT and FUT-B, pump, inboard plain bearing, strata pressure maintenance and oil gathering systems, oil-trunk pipelines.

Ресурс и надежность центробежных насосов во многом зависят от выбора материала узлов трения. В больших насосах широко применяются подшипники скольжения, так как они имеют такие преимущества перед подшипниками качения, как высокая работоспособность в широком диапазоне температур, виброустойчивость, бесшумность, возможность применения в качестве смазочного материала перекачиваемой жидкости. В последнее время наблюдается тенденция к размещению подшипников скольжения внутри конструкции насосов, при этом уменьшаются размер насоса и межподшипниковые расстояния, улучшаются статические и динамические характеристики ротора насоса.

Подшипники скольжения, работающие в насосе, рассчитаны на режим жидкостного трения (гидродинамическая смазка). В них слой смазочного материала отделяет рабочие поверхности цапфы и вкладыша друг от друга и исключает возможность непосредственного их контакта; потери на трение в данном случае весьма малы. Для оценки антифрикционных материалов используются такие характеристики, как коэффициент трения, интенсивность изнашивания и мощность трения pv (p — контактное давление, v — скорость скольжения) [1, 2].

При пуске и остановке насоса, когда частота вращения ротора мала, неизбежен переход к полужидкостному и граничному трению. В процессе работы на таком режиме происходит основной износ материалов трибосопряжения. Поэтому при выборе антифрикционных материалов особое внимание уделяется исследованию подшипников при граничном трении.

Насосостроение является одной из важнейших составных частей энергомашиностроения. Основной объем производства приходится на две группы:

насосы энергетических установок — питательные, конденсатные и циркуляционные насосы для ТЭЦ, ТЭС, АЭС и судовых энергетических установок (СЭУ);

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 54)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Албагачиев А. Ю., Антонович В. Е.** Моделирование режимов обработки и эксплуатации деталей // Гидродинамическая теория смазки — 120 лет: Тр. междунар. научного симпозиума. В 2-х т. Т. 2. М.: Машиностроение-1, Орел: ОрелГТУ, 2006. С. 217—223.

2. **Безъязычный В. Ф.** Проблемы совершенствования технологических процессов механической обработки деталей высокоточных узлов и изделий // Справочник. Инженерный журнал. Приложение № 7. 2003. № 7. С. 2—10.

3. **Грановский Г. И., Грановский В. Г.** Резание металлов. М.: Высшая школа, 1985. 304 с.

4. **Карасик И. И.** Методы трибологических испытаний в национальных стандартах стран мира. М.: Наука и техника, 1993. 327 с.

5. **Прудников М. И.** Метод триботехнических испытаний цилиндрических поверхностей трения. Брянск: Вестник БГТУ. 2008. № 2 (18). С. 48—56.

6. **Суслов А. Г., Дальский А. М.** Научные основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 2002. 684 с.

7. **Технологическое** обеспечение и повышение эксплуатационных свойств деталей и их соединений / А. Г. Суслов, В. П. Федоров, О. А. Горленко и др. М.: Машиностроение, 2006. 448 с.

8. **Сутягин А. Н.** Технологическое обеспечение износостойкости деталей машин на основе изучения накопленной энергии в поверхностном слое детали при механической обработке // Материалы Всероссийской науч.-техн. конф. Рыбинск: РГАТА. 4.2. С. 113—117.

9. **Ящерицын П. И., Еременко М. Л., Фельдштейн Е. Э.** Теория резания. Физические и тепловые процессы в технологических системах: учеб, для вузов. Минск: Вышэйн. шк., 1990. 512 с.

насосы топливно-энергетического комплекса (ТЭК) — перекачка нефти и нефтепродуктов, системы поддержания пластового давления (ППД), используемые при добыче нефти.

Долгое время для подшипников скольжения применяли баббиты, бронзы, керамику, бронзофторопласт, твердые сплавы. Насосные заводы РФ и Украины до сих пор выпускают насосы с выносными подшипниками, смазываемыми маслом. Опыт эксплуатации показал, что по характеристикам насосы с подшипниками из этих материалов не удовлетворяют предъявляемым требованиям. Были отмечены аварийные случаи. Поэтому на практике широко используются импортные насосы, например фирм Sulzer Pumps Ltd, Grundfos Holding AG. В связи с вышеуказанным актуальным является изменение конструкции насосов, в частности переход от выносных подшипников к встроенным и создание подшипников скольжения из новых материалов, способных работать на перекачиваемой жидкости.

С началом интенсивного строительства магистральных нефтепроводов, например нефтепровода Восточная Сибирь—Тихий океан (ВСТО), потребовались насосы очень большой производительности (10 000 м^3/ч). В настоящий момент такие насосы в РФ не производятся, поэтому при строительстве первой ветки ВСТО использовали импортные насосы фирмы Sulzer Pumps Ltd. В связи с этим проблемы создания новых насосных агрегатов со встроенными подшипниками из новых антифрикционных материалов приобрели особую актуальность.

1. Материалы

Требования к материалу определяются условиями работы узлов трения. В качестве примеров приведены условия работы подшипников насосов энергетических установок (ЭУ) и ТЭК.

ФГУП ЦНИИ КМ "Прометей" разработаны и выпускаются подшипники на основе высокопрочных размерно-стабильных антифрикционных углепластиков марок ФУТ и ФУТ-Б [3, 4], удовлетворяющие предъявляемым требованиям (табл. 1). Базовый углепластик ФУТ состоит из углеродной ткани УРАЛ и фенолформальдегидного связующего. Углепластик ФУТ-Б дополнительно содержит комплексный модификатор на основе продукта взаимодействия баббита и нанофуллероида марки МУФ. Физико-механические свойства углепластиков приведены ниже:

	ФУТ	ФУТ-Б
Плотность, кг/м^3	1400	1430
Модуль нормальной упругости при растяжении в плоскости листа E_1, ГПА	17	17
Разрушающие напряжения в плоскости листа, МПа:		
при растяжении σ_1	200	200
при сжатии σ_1	200	200
в трансверсальном направлении σ_3	300	300
Разрушающее напряжение при межслойном сдвиге $\tau_{1,3}$, МПА	20	20
Коэффициент теплопроводности, Вт/(м · °С)	Не менее 0,9	Не менее 1,1
Температурный коэффициент линейного расширения, 10^6	20	20
Допустимая температура СОЖ, °С	Не выше 125	Не выше 125

Кроме углепластиков ФУТ и ФУТ-Б для сравнения испытывали стали 95Х18 и 37Х12Н8Г8МФБ, бронзофторопласт и оловянистую бронзу марки БрО10Ф1.

2. Методики исследований

Применению подшипников из углепластиков в насосах предшествовал комплекс триботехнических испытаний, включающий лабораторные испытания по экспресс-методике, стендовые испытания и натурные испытания.

Лабораторные испытания проводили на машине трения марки ИИ5018 по экспресс-методике [5, 6] в воде по коррозионно-стойким сталям. Так как скорость скольжения в машине трения ограничена и составляет 1 м/с, контактное давление было уве-

Таблица 1

Условия работы подшипников насосов ЭУ и ТЭК

Насосный агрегат, частота вращения	Перекачиваемая жидкость	Скорость скольжения, м/с	Контактное давление, МПа	Температура перекачиваемой жидкости
КЭНА 320-160*, 1000 мин$^{-1}$	Вода	3,9	0,3	125
ПКБТ-230 Р2Э*, 7600 мин$^{-1}$	То же	22	0,2	105
ПТН 20-35*, 8000 мин$^{-1}$	–"–	25	0,2	60
	–"–	36	0,3	60
НОН 250-440*, 4000 мин$^{-1}$	Нефть	30	0,2	30
АЦНА 250-75*, 2975 мин$^{-1}$	Вода	39÷31	1,0	40
ЦНС 180-1440**	Пресная, сточнкая, подтоварная вода, "сеноман", нефть	15÷40	0,5÷2,0	4÷60

*Выпускаются ОАО "Пролетарский завод. ** Выпускаются ОАО "Воткинский завод".

личено до 40÷50 МПа. При испытаниях гидродинамический клин не образуется [7, 8], т. е. условия испытаний антифрикционных материалов моделируют режимы пуска и остановки насосов. Исследовали пары трения, в которых контртело — ролик диаметром 50 мм, шириной 16 мм, с параметром шероховатости рабочей поверхности Ra = 0,15÷0,3 мкм, и антифрикционный материал — брусок размерами 10 × 10 × 100 мм, соответственно: сталь 95Х18 — ФУТ; 95Х18 — ФУТ-Б; 30Х13 — ФУТ; 30Х13 — 37Х12Н8Г8МФБ (ЭИ 481); бронзофторопласт 95Х18; 95Х18 — 95Х18; 95Х18 — БрО10Ф1.

Стендовые испытания проводили на стенде, имитирующем работу циркуляционного насоса в среде обессоленной воды при температуре 119÷122 °С, избыточном давлении 0,4 МПа, средней скорости скольжения 16 м/с. Методика испытаний подробно описана в работе [9].

Испытания подшипников также проводили на ОАО "Пролетарский завод" на насосах марок ПКБТ-230 Р2Э (питательный конденсатный бустерный турбонасос) при температуре 105 °С и НОН 275-860/550-440 (откачивающий насос для перекачки нефти и нефтепродуктов [10]) при температуре 30 °С.

3. Результаты испытаний и их обсуждение

Лабораторные триботехнические испытания показали, что при использовании модификации углепластика ФУТ износостойкость трибопары увеличивается (рис. 1), а коэффициент трения снижается (рис. 2). Пары трения работают без задиров. При этом максимально допустимое давление в трибоконтакте по сравнению с углепластиком ФУТ повысилось на 15÷20 %.

Испытания показали, что допустимая удельная мощность сил трения ($pv_{ср}$, МПа · м/с) для указанных ниже пар составляет: 4÷6 — для пар сталь 95Х18 — сталь 95Х18 (ролик) и сталь 37Х12Н8Г8МФБ (ЭИ 481)—сталь 30Х13 (ролик); 15÷17 — для пары БрО10Ф1—сталь 95Х18 (ролик); 41÷43 — для пар ФУТ—сталь 95Х18 (ролик) и ФУТ—сталь 30Х13 (ролик); 50÷52 для пар ФУТ-Б—сталь 95Х18 (ролик) и бронзофторопласт—сталь 95Х18 (ролик).

Лучшие результаты по удельной мощности сил трения показали пары с углепластиками ФУТ и ФУТ-Б. В паре бронзофторопласт—сталь 95Х18 (ролик) при мощности трения 50÷52 МПа · м/с наблюдался значительный износ ролика (свыше 0,5 мм). Из рис. 1 видно, что максимальную износостойкость имеют пары трения углепластик ФУТ-Б—сталь 95Х18 и образец из стали 95Х18 при трении по ролику из бронзофторопласта, при этом наблюдался существенный износ ролика. Углепластик марки ФУТ при трении по стали 95Х18 по износостойкости незначительно уступает углепластику марки ФУТ-Б.

Таким образом, для дальнейших стендовых испытаний был выбран материал марки ФУТ-Б.

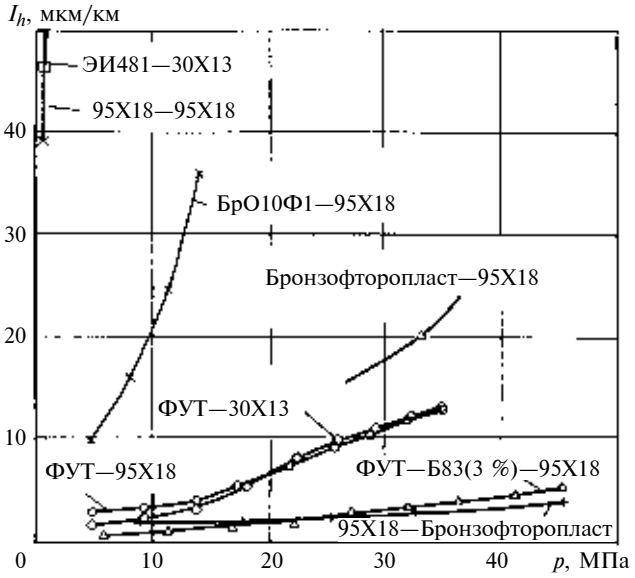


Рис. 1. Зависимости линейной интенсивности изнашивания I_h от контактного давления p

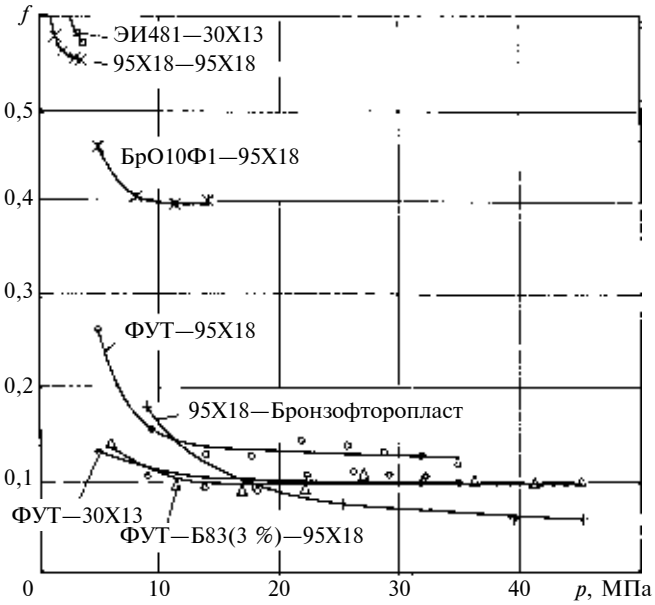


Рис. 2. Зависимости коэффициента f трения от контактного давления p

Таблица 2

Результаты триботехнических испытаний

Длительность, ч	Средняя скорость изнашивания, мкм/ч		Коэффициент трения
	углепластика ФУТ-Б	стали 20Х13	
84	1,15	1,74	0,017÷0,023

Стендовые триботехнические испытания (табл. 2) свидетельствуют о том, что углепластик марки ФУТ-Б работоспособен при указанных условиях и может быть рекомендован для работы в насосах ЭУ.

Выводы о работоспособности углепластика марки ФУТ-Б при эксплуатации в перегретой воде были подтверждены при испытаниях подшипников на ОАО "Пролетарский завод" на насосах марок ПКБТ-230 Р2Э (питательный конденсатный бустерный турбонасос) и НОН 275-860/550-440 (откачивающий насос для перекачки нефти и нефтепродуктов).

4. Применение углепластиков в насосах

В настоящее время наибольший опыт применения подшипников из углепластиков имеется в ТЭК в насосах систем ППД. Общее число насосов марки ЦНС различной производительности и напора с подшипниками из углепластика ФУТ составляет более 120. Эти насосы работают в таких нефтяных компаниях, как ОАО "ТАТНЕФТЬ", ОАО "Башнефть", ОАО "ЛУКОЙЛ-Пермь", ОАО "Сургутнефтегаз", ЗАО "ЛУКОЙЛ-Пермь" филиал Ватойл, ОАО "Тюменьнефтегаз", ОАО "Удмуртнефть", НК "Салым Петролиум Девелопмент" и др. Максимальная наработка подшипников составила 20 000 ч (гарантированный ресурс работы таких насосов 8000 ч). Повысилась надежность подшипников и увеличился межремонтный срок эксплуатации.

Кроме того, замена традиционных выносных баббитовых подшипников скольжения на встроенные подшипники из углепластика ФУТ позволила:

полностью устранить утечки перекачиваемой среды с нагнетательной стороны насоса;

значительно (до 3 раз) снизить вибрационную нагрузку на узлы насоса за счет сближения опор на роторе и повышенных демпфирующих свойств материала ФУТ (по сравнению с металлами);

снизить затраты на энергопотребление по сравнению с принудительной системой охлаждения маслом баббитовых подшипников скольжения;

исключить экологические аварии, связанные с утечкой масла из смазочных систем выносных баббитовых подшипников.

Углепластик ФУТ также использован в подшипниковом узле высокоскоростного насоса ВЦНС 25-1100 (разработчик НПО ЦКТИ, г. Санкт-Петербург) за второй ступенью насоса. Доказано успешное применение этого материала при окружных скоростях до 40 м/с. Проведена замена твердосплавных встроенных подшипников с муфтовой и полевой сторон на подшипники ФУТ в насосе ЦНС 180-1900 3Т-М производства ОАО "Сумское МНПО им. М. В. Фрунзе". Насос вышел из строя по причине загиба вала из-за сваривания роторной и статорной твердосплавных втулок с муфтовой стороны. Такие разрушения основных узлов насоса не позволяют восстановить его на месте эксплуатации.

Имеется положительный опыт применения подшипников из углепластика ФУТ в насосах марки ЦНС для перекачивания нефти и нефтепродуктов, например на ОАО "Башнефть". Насос изготовлен по проекту института проблем транспорта энергоресурсов (ИПТЭР, г. Уфа). Он отработал 3 года и продолжает эксплуатироваться.

В ближайшее время намечен запуск в эксплуатацию насоса марки НОН 250-440, спроектированного и изготовленного в ОАО "Пролетарский завод". Параметры насоса на номинальном режиме при последовательном соединении модулей составляют: подача — 275 м^3/ч; напор — 860 м; частота вращения — 4000 мин$^{-1}$; КПД — 72 %; потребляемая мощность — 762 кВт.

Ввиду большой длины ротора, а также конструктивных особенностей ротор вращается в трех опорах. Центральная опора является подшипником скольжения из углепластика ФУТ-Б, работающим на перекачиваемой жидкости, которая может содержать инородные твердые частицы. Очистка жидкости, подаваемой на подшипник скольжения, обеспечена благодаря оригинальному техническому решению (рис. 3) [11].

Жидкость ($q_1 + q_2$) со скоростью подается из центрифуги, где она очищается, через отверстия в рабочем колесе и каналы в валу в радиальную щель подшипника скольжения. Часть q_1 жидкости подается собственно на подшипник, а часть q_2 идет на "запирание" неочищенной жидкости (q_3), препятствуя ее попаданию в подшипник. При этом часть q_3 неочищенной жидкости проходит через зазор между рабочим колесом и ответным уплотнительным кольцом на статоре, дросселируется и поступает в камеру, где смешивается с частью q_2 и совместно с ней ($q_2 + q_3$) отводится на входе в рабочее колесо. Работа подшипника на очищенной жидко-

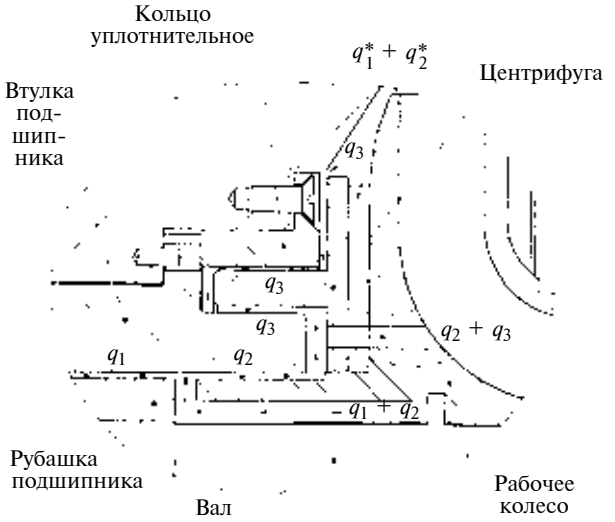


Рис. 3. Схема подачи воды на подшипник скольжения:
q_1 — расход очищенной воды на подшипник; q_2 — расход очищенной воды на запирание неочищенной воды; q_3 — расход неочищенной воды на заднее уплотнение; $q_1^* + q_2^*$ — расход неочищенной воды перед центрифугой; $q_1 + q_2$ — расход очищенной воды после центрифуги; $q_2 + q_3$ — расход воды на входе в рабочее колесо

сти должна обеспечить его длительный ресурс и надежность насоса.

Подшипники из углепластика ФУТ-Б в составе этого насоса прошли успешные испытания на стенде ОАО "Пролетарский завод".

В настоящее время с ОАО "АК "Транснефть" ведутся переговоры о применении отечественных нефтяных магистральных насосов марки НМН 10000-210-2 [12], разработанных ОАО "Пролетарский завод", при строительстве и ремонте магистральных нефтепроводов взамен импортных насосов фирмы Sulzer Pumps Ltd. В насосах марки НМН 10000-210-2 предусмотрено использование встроенных подшипников из углепластика ФУТ-Б.

Подшипники из углепластика ФУТ-Б в составе насоса марки ПКБТ-230 Р2Э (питательный конденсатный бустерный турбонасос) прошли успешные испытания на стенде ОАО "Пролетарский завод". Условия работы подшипников скольжения насоса ПКБТ аналогичны условиям работы подшипников конденсатных насосов, например, КН 320-160, ЭКН 320-90-1, ЭКН 320-130 и др. Успешные результаты испытаний позволяют рекомендовать эти подшипники для многочисленных конденсатных и питательных насосов, эксплуатирующихся на энергетических установках ТЭЦ, ТЭС, АЭС и СЭУ. Опытный образец подшипника работает в насосе ЭКН 320-130 на Северо-западной ТЭЦ "Ленэнерго".

На наружной поверхности рубашки подшипника выполнены винтовые канавки (рис. 4). В подшипнике жидкость проходит по этим канавкам, предотвращая его перегрев.

Насосы марок ВА-4500-50 и ВА-5500-50 с подшипниками из углепластика ФУТ прошли успешные испытания на стенде ОАО "Сумское машиностроительное НПО им. М. В. Фрунзе" (Украина) и установлены на 30 насосах АЭС "Куданкулам" (Индия). Принято решение об установке подшипников из углепластика марки ФУТ-Б в насосы ЭУ авианесущих крейсеров "Адмирал Кузнецов" и "Викрамадитья" (ранее "Адмирал Горшков") и ряда других кораблей.

Рис. 4. Рубашка подшипника с металлической втулкой из стали 20Х13 с нанесенным углепластиком ФУТ-Б и винтовыми канавками

Кроме подшипников скольжения модифицированные углепластики ФУТ успешно применяются в торцевых уплотнениях конденсатных насосов ЭУ атомных ледоколов "Вайгач", "Таймыр", "Россия". "Арктика", "Ямал" взамен торцевых уплотнений из силицированного графита в импортных насосах. Максимальное время их эксплуатации 12 тыс. ч при работе в перегретой воде ($t = 90 \div 130$ °С) по кольцам из керамики или закаленной стали.

На базе полученных экспериментальных и эксплуатационных данных разработана технологическая инструкция по изготовлению и ремонту антифрикционных колец из модифицированного углепластика ФУТ применительно к судовым и береговым условиям, одобренная Российским морским регистром судоходства по атомным судам.

Перспективы использования подшипников из углепластиков

Такое преимущество углепластиков, как способность работать при низких температурах (до −196 °С), в том числе со смазыванием сжиженными газами, позволяет применять их в узлах трения насосов, перекачивающих сжиженные газы.

Высокая коррозионная стойкость и биологическая инертность (гигиенические характеристики) дают возможность применить антифрикционные углепластики в узлах трения оборудования химической, фармацевтической и пищевой промышленности.

Заключение

1. Во ФГУП ЦНИИ КМ "Прометей" разработаны и выпускаются подшипники скольжения на основе высокопрочных размерно-стабильных антифрикционных углепластиков марок ФУТ и ФУТ-Б для насосов.

2. Проведенные исследования показали значительное (2÷10 раз) преимущество углепластиков ФУТ и ФУТ-Б по сравнению с другими материалами, применяемыми в настоящее время в подшипниковых парах.

3. Пары трения "сталь—сталь" и "сталь—бронза" не рекомендуются к использованию ввиду повышенного их износа.

4. Проведенный комплекс исследований показал, что разработанные материалы обеспечивают надежную эксплуатацию подшипников с температурой смазывающей жидкости 60÷125 °С для серийных (ПКБТ-230 Р, КПТН-2Р и др.) и перспек-

УДК 621.9

Ю. Г. КАБАЛДИН, академик РИА, д-р техн. наук,
С. В. СЕРЫЙ, А. В. ПРОСОЛОВИЧ, кандидаты технических наук,
Е. Н. БУРДАСОВ
(ГТУ, г. Комсомольск-на-Амуре), e-mail: uru40@mail.ru

Повышение устойчивости процесса резания на основе фрактальной размерности и вэйвлет–анализа

Предложены новые критерии оценки устойчивости процесса резания при анализе виброакустического сигнала — фрактальная размерность и информационная энтропия. Применение вэйвлет-анализа позволило диагностировать устойчивость процесса резания в режиме реального времени. Предложена нейросетевая модель управления устойчивостью динамической системы резания.

Ключевые слова: процесс резания, устойчивость, диагностика, вэйвлет-анализ.

New estimation criteria of the cutting process stability at analysis of vibroacoustic signal, namely, the fractal dimensionality and informational entropy were proposed. The use of the wavelet analysis has allowed diagnose the cutting process stability in real-time operation mode. A neuro-net controlling model by the cutting dynamic system stability was proposed.

Keywords: cutting process, stability, diagnostics, wavelet analysis.

Динамические процессы при резании существенно определяют точность и качество механообработки. В настоящее время для их оценки широко используют амплитудно-фазовую частотную (АФЧХ), амплитудно-частотную (АЧХ) или фазово-частотную (ФЧХ) характеристики [1].

В работе [2] указывается на необходимость учета эволюции динамической системы резания, в частности динамических связей. Иначе говоря, характеристики динамических процессов резания обладают свойством эволюционной изменчивости. В связи с этим авторы предлагают ряд уравнений, учитывающих стохастический фактор.

В работе [3] впервые изложен новый подход к моделированию динамических процессов при резании на основе качественной

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 58)

тивных насосных агрегатов СЭУ, ТЭС и АЭС.

5. Замена традиционных выносных баббитовых подшипников скольжения на встроенные подшипники из углепластика ФУТ позволила полностью устранить утечки перекачиваемой среды с нагнетательной стороны насоса и снизить вибрационную нагрузку.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Технические** свойства полимерных материалов. Учеб.-справ. пособие / В. К. Крыжановский, В. В. Бурлов, А. Д. Паниматченко, Ю. В. Крыжановская. 2-е изд., испр. и доп. СПб.: Профессия, 2005. 248 с.

2. **Гаркунов Д. Н.** Триботехника. М.: Машиностроение, 1999. 315 с.

3. **Пат. 2153107 Рос. Федерации:** МПК^7 F16C33/04, D69/02. Антифрикционная композиция.

4. **Пат. 2295546 Рос. Федерации:** МПК^7 C08J05/16, L61/10, K 07/06, K 03/08, K 05/09, Fl6C33/04. Антифрикционная композиция.

5. **Точильников Д. Г., Гинзбург Б. М.** Методика экспрессных триботехнических испытаний антифрикционных полимеров // Вопросы материаловедения. 2002. № 3 (31). С. 39—48.

6. **Дроздов Ю. Н.** Определение интенсивности изнашивания. // Вестник машиностроения. 1980. № 6. С. 12—15.

7. **Дроздов Ю. Н.** Ключевые инварианты в расчетах интенсивности изнашивания при трении // Машиностроение. 1980. № 2. С. 93—98.

8. **Когаев В. П., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 320 с.

9. **Исследование** триботехнических характеристик пар трения на основе углепластиков ФУТ в условиях, моделирующих трение осевого подшипника / Л. Л. Мотков, А. В. Анисимов, Л. А. Соколов, В. А. Штацкий // Вопросы материаловедения. 2009. № 2 (58). С. 66—74.

10. **Разработка** нефтяного откачивающего насоса с дизельным приводом / В. С. Богун, С. Н. Войков, П. В. Пугачев, С. А. Шумилин // Гидравлические машины, гидроприводы, гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития. Тр. междунар. науч.-техн. конф. СПб.: СПбПУ, 2008. С. 42—47.

11. **Пат. 2307263 Рос. Федерации:** МПК^7 F04D 1/06, F04D 29/047, F04D 29/06. Насос центробежный (варианты).

12. **Богун В. С., Шаров Г. А., Шумилин С. А.** Разработка магистрального нефтяного электронасосного агрегата // Гидравлические машины, гидроприводы, гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития. Тр. IV Междунар. науч.-техн. конф. СПб.: СПбПУ, 2006. С. 6, 7.

теории дифференциальных уравнений и фрактального анализа. В результате предложена новая характеристика процесса резания, рассматривающая его динамическую устойчивость в контексте эволюции — фрактальная размерность, определяющая степень самоорганизации динамической системы резания. Другой характеристикой степени самоорганизации системы является информационная энтропия $S_и$. Применение вэйвлет-анализа позволило определять эти характеристики в режиме реального времени, т. е. в процессе эволюционного развития системы.

Теория фракталов наряду с качественной теорией динамических систем [4] является основой нового направления в теории синергетики — нелинейной динамики [5, 6].

В настоящей работе исследовалась динамика станочной системы на основе результатов, полученных при снятии сигнала виброакустической (ВА) эмиссии со станка в процессе резания инструментом при различной величине износа. При исследовании динамики процесса резания были применены следующие виды ВА сигналов: фрактальный, вэйвлет-анализ и классический спектральный анализ сигналов, основанный на преобразовании Фурье.

Фрактальный анализ в последнее время является достаточно распространенным при решении задач подобного класса. Применение этого вида анализа подробно изложено в работе [3].

Одна из главных идей представления сигналов на различных уровнях разложения (декомпозиции) заключается в разделении функции приближения к сигналу на две группы: аппроксимирующую — грубую, с достаточно медленной временнóй динамикой изменения, и детализирующую с локальной и быстрой динамикой изменения на фоне плавной динамики, с последующим их дроблением и детализацией на других уровнях декомпозиции сигналов. Новое направление цифровой обработки сигналов — вэйвлет-анализ, делает это возможным как во временнóй, так и в частотной областях представления сигналов в режиме реального времени.

Рассмотрим преимущества вэйвлет-анализа на примере классического подхода к анализу сигналов — расчет АФЧХ на основе разложения на ряды Фурье.

Преобразование Фурье является классическим методом частотного анализа сигналов, полученных во временнóй области, в виде разложения по ортогональным базисным функциям (синусам и косинусам). Выделяя таким образом частотные компоненты, в результате преобразования Фурье получим амплитудно-частотный спектр, по которому можно определить присутствие некоторой частоты в исследуемом сигнале. Недостаток преобразования Фурье заключается в том, что частотные компоненты не могут быть локализованы во времени, что накладывает ограничения на применимость данного метода к ряду задач (например, в случае изучения динамики изменения частотных параметров сигнала на временнóм интервале). Когда не ставится вопрос о локализации временнóго положения частот, метод Фурье дает хорошие результаты, но при необходимости определить временной интервал присутствия частоты приходится применять другие методы.

Вэйвлет-анализ [7—9] не обладает подобного рода недостатками — здесь можно локализовать любую частоту в любой момент времени. В настоящее время вэйвлет-анализ является доминирующим подходом к исследованию нестационарных сигналов такого типа в режиме реального времени. Основная область применения вэйвлет-преобразований — анализ и обработка сигналов и функций, нестационарных во времени или неоднородных в пространстве, когда результат анализа должен содержать не только общую частотную характеристику сигнала (распределение энергии сигнала по частотным составляющим), но и сведения об определенных локальных координатах, на которых проявляют себя те или иные группы частотных составляющих сигнала.

Идея применения вэйвлетов для многомасштабного анализа заключается в том, что разложение сигнала производится по базису, образованному сдвигами и разномасштабными копиями функции-прототипа. Сигнал анализируется по разложениям по этим функциям, полученным из некоторого прототипа путем сжатий, растяжений и сдвигов. Такая базисная функция называется вэйвлетом [8]. Сверка сигнала с вэйвлет-функцией позволяет выделить характерные особенности сигнала в области локализации этого вэйвлета, причем чем больший масштаб имеет вэйвлет, тем более широкая область будет оказывать влияние на результат свертки. Вэйвлет-преобразование одномерных сигналов обеспечивает двумерную развертку, при этом частота и координата рассматриваются как независимые переменные, что дает возможность анализа сигналов сразу в двух пространствах.

По сравнению с разложением сигнала на ряды Фурье вэйвлеты способны с гораздо более высокой точностью представлять локальные особенности сигналов, вплоть до разрывов первого рода (скачков). Благодаря хорошей приспособленности к анализу нестационарных сигналов вэйвлет-преобразование стало мощной альтернативой преобразованию Фурье. Различают дискретный и непрерывный вэйвлет-анализ, аппарат которого можно применять как для непрерывных, так и для дискретных сигналов. Очевидно, что идея использовать вэйвлет-преобразование для обработки дискретных данных весьма привлекательна (дискретизация данных необходима, например, при обработке на ЭВМ).

Как известно [8], алгоритм вэйвлет-преобразования имеет фрактальный характер. Идея применения вэйвлетов для многомас-

штабного анализа заключается в том, что разложение сигнала производится по базису (вэйвлет), образованному сдвигами и разномасштабными копиями функции-прототипа на основе его подобия с анализируемым участком сигнала, т. е. вэйвлет-преобразование по своей сути является фрактальным. Алгоритм фрактального анализа ВА сигнала аналогичен алгоритму поиска коэффициентов вэйвлет-преобразований за исключением того, что в качестве базиса берется не заведомо известная функция (вэйвлет), а участок временнóго ряда, с которым в процессе работы алгоритма проводятся те же самые операции, что и с вэйвлет-функцией — масштабирование, параллельный перенос и т. д.

Общий алгоритм фрактального анализа сигнала: берется произвольный участок исходных данных; к этому участку применяется некоторое преобразование (обычно это афинные преобразования — сдвиг, сжатие, растяжение); далее измененным участком покрывается весь временной ряд; в каждой точке временного ряда ищутся коэффициенты подобия исходному участку — текущему (обычно по методу наименьших квадратов); далее за исходный участок берется следующая часть временнóго ряда, и алгоритм повторяется с первого пункта. В итоге исследователь получает набор коэффициентов подобия и видит распределение степени подобия (его фрактальных свойств) по временному ряду в каждой его точке.

Следует указать, что алгоритмы фрактального и вэйвлет-анализа успешно используются также для сжатия данных, так как коэффициенты фрактальных и вэйвлет-преобразований занимают на несколько порядков меньший размер, чем исходные данные.

Как показали исследования, при нулевом износе режущего инструмента ($h_z = 0$) путем применения фрактального и вэйвлет-анализа было выявлено, что на скалограммах (рис. 1, I, *б*, *в*) компоненты на всем спектре частот ярко выделены, хорошо прослеживается периодичность сигнала, что соответствует визуальной картине колебаний на осциллограмме. Мощность сигнала распределена по средней части спектра частот. При незначительном износе $h_z = 0{,}15$ мм спектр доми-

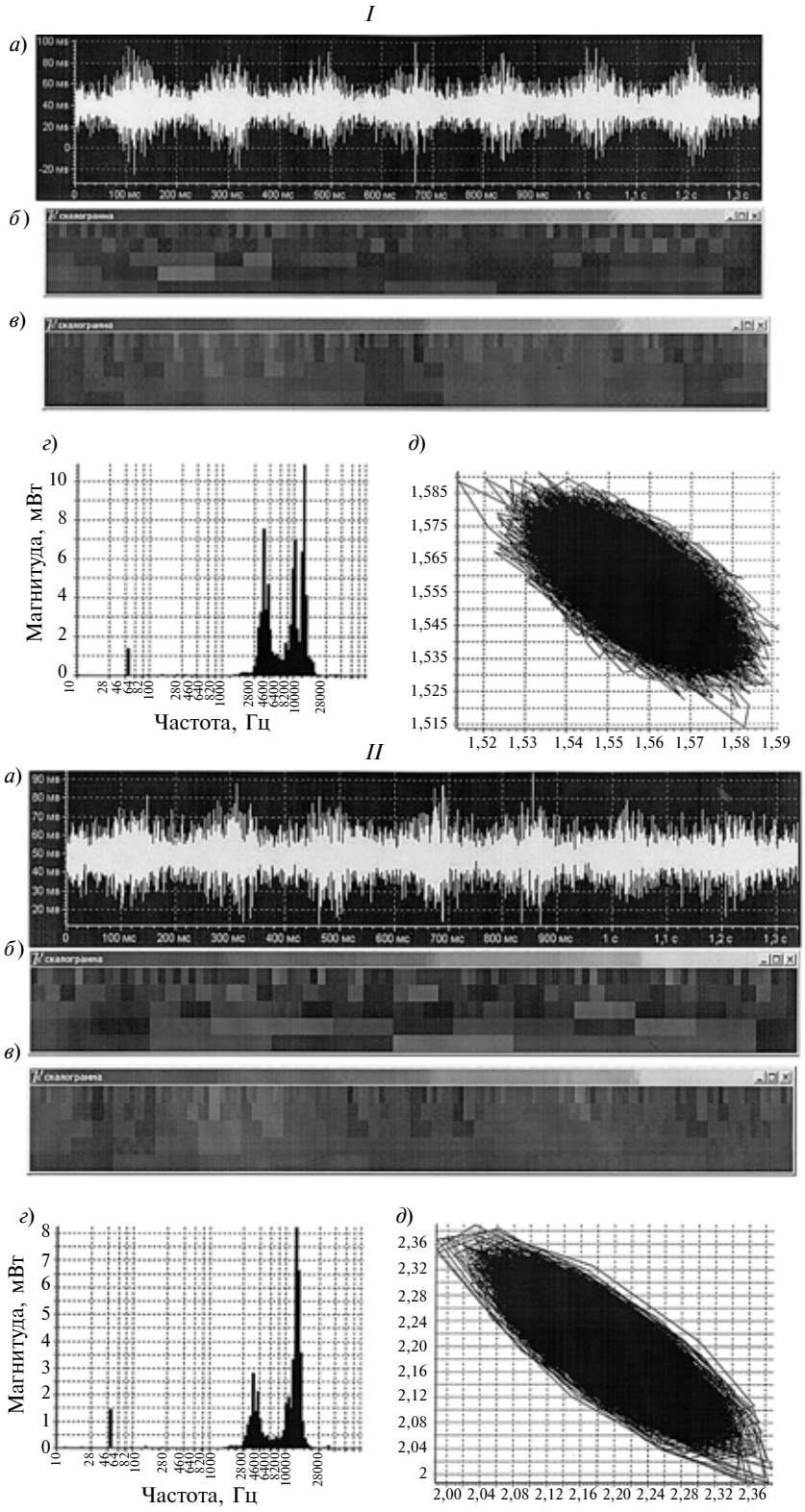


Рис. 1. Осциллограммы (*а*), вэйвлет-скалограммы (*б*), фрактальные скалограммы (*в*), спектры сигнала (*г*), аттракторы (*д*), полученные для параметров резания:
$D = 93{,}5$ (I) и 92 мм (II); $S = 0{,}11$ мм/об; $t = 0{,}75$ мм; $n = 315$ мин$^{-1}$; $h_z = 0$ (I) и 0,15 мм (II); обрабатываемый материал — сталь 45; материал инструмента — Т15К6

нирующих частот смещается в сторону более высокочастотных компонент (рис. 1, II). Визуальная картина на скалограммах в области низких частот получается более размытой, чем при нулевом износе.

С увеличением износа до h_z = 0,5 мм наблюдается та же самая закономерность: выделяются все более высокие частоты, которые характеризуют шумовые составляющие при заданном износе (рис. 2, I). Особенно хорошо это заметно на вэйвлет-скалограмме. При катастрофическом износе (h_z = 1,1 мм) картина получается еще более размытой, практически вся мощность сигнала приходится на высокие частоты, доминируют шумовые высокочастотные компоненты (рис. 2, II), информация в сигнале, характеризующая сам процесс резания, слабо выражена.

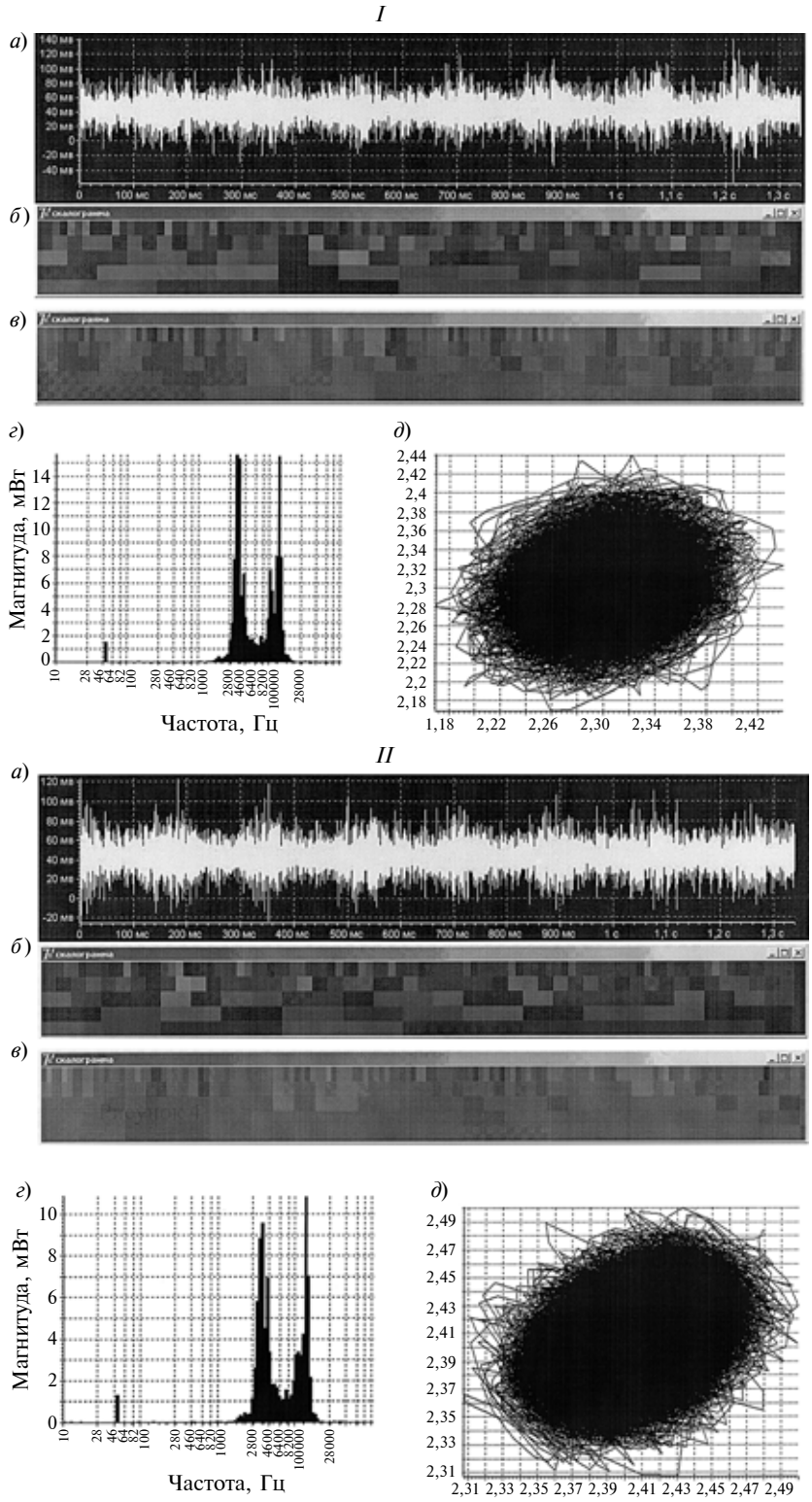


Рис. 2. Осциллограммы (*а*), вэйвлет-скалограммы (*б*), фрактальные скалограммы (*в*), спектры сигнала (*г*), аттракторы (*д*), полученные для параметров резания:
D = 92 мм; S = 0,11 мм/об; t = 0,75 мм; n = 315 мин$^{-1}$; h_z = 0,5 (I) и 1,1 мм (II); обрабатываемый материал — сталь 45; материал инструмента — Т15К6

При увеличении износа инструмента происходит потеря полезных свойств сигнала — искажение и утрата информации о динамике процесса механообработки за счет увеличения влияния на сигнал шумовых компонент. С увеличением износа инструмента меняется энергетика сигнала: при параметрах износа, близких к катастрофическому, основная мощность сигнала приходится на высокочастотные шумовые компоненты, что свидетельствует об отсутствии процесса резания как такового, а поступающая от резца энергия затрачивается на поверхностное упрочнение заготовки и нагрев. Внешний вид аттрактора не меняется, однако с ростом износа увеличивается масштаб аттрактора динамической системы резания.

Исследования показывают, что при увеличении износа инструмента компоненты сигнала (2,5÷3,5 кГц), характеризующие процесс резания, принимают более сглаженный характер, но при этом появляются высокочастотные всплески (это особенно хорошо заметно на фрактальной скалограмме), что свидетельствует о повышении уровня шума. В то же время на вэйвлет-скалограмме видно, что при увеличении износа инструмента спектр частот, характеризующих резание, расширяется, мощность его увеличивается. Расширение спектра говорит о повышении энергии виброакустического сигнала и, соответственно, об увеличении энергии разрушения и дальнейшем увели-

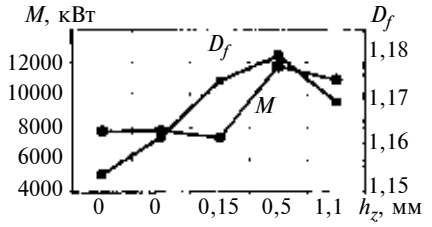


Рис. 3. Изменение фрактальной размерности D_f и мощности M доминирующей частоты в сигнале в зависимости от величины h_z износа

чении износа. При этом значение доминирующей частоты не меняется и составляет 2,8÷3,2 кГц, но существенно меняется ее мощность (рис. 3).

Для подтверждения изложенных выводов был проведен анализ фрактальной размерности на различных стадиях износа режущего инструмента. Как известно, фрактальная размерность показывает хаотичность состояния системы, т. е. уровень ее нестабильности [1]. Как видно из рис. 3, с увеличением износа инструмента происходит увеличение действительного значения фрактальной размерности. С увеличением износа инструмента хаотичность динамики станочной системы также увеличивается, прослеживается корреляция между этими характеристиками.

Таким образом, применение вэйвлет-анализа и дополняющего его фрактального анализа свойств сигналов дает новые возможности для исследования нестационарных динамических процессов, протекающих в технологических системах механообработки в режиме реального времени.

На практике приведенные результаты предполагается использовать при разработке диагностической методики, основанной на текущей оценке степени износа на базе фрактального и вэйвлет-анализа, осуществляя тем самым надежный автоматический контроль за состоянием инструмента и динамическими процессами в станке при металлообработке. Необходимость такой оценки обусловлена большим влиянием износа режущего инструмента на состояние динамической системы станка и на его параметрическую надежность, вплоть до его отказа. В связи с этим необходимо предусматривать контроль динамического состояния станочной системы в режиме реального времени.

Процесс резания сопровождается периодической потерей устойчивости (термодинамического равновесия) динамической системы и переходом в новое состояние вследствие взаимодействия подсистем и перераспределения энергии в системе. Потеря динамической устойчивости достигается вследствие накопления энтропии в системе и предельного износа инструмента.

Самоорганизация — проявление управляющих и организующих функций обратных связей, которые следует изучать с информационной точки зрения. В связи с этим перспективным направлением стабилизации динамических процессов в технологических системах является информационное управление траекторией движения упругой системы станка (УСС) [3] в фазовом пространстве. Такие сложные искусственные самоорганизующиеся системы, как станочные, наряду с обычным обменом энергией и энтропией с внешним окружением для сохранения открытой самоорганизационной структуры должны получать возможность информационного развития, т. е. усложнения и совершенствования своей структуры. Феноменологически этот процесс можно охарактеризовать как получение дополнительной информации исполнительными органами станка.

Поэтому узкую направленность ЧПУ станка можно преодолеть, наделив его способностью к самообучению. Пройдя обучение, ЧПУ станка приобретает способность к решению некоторой задачи — распознаванию образцов, т. е. отысканию оптимальной траектории движения исполнительного органа станка. В связи с этим рассмотрены информационные основы и разработаны алгоритмы обработки информации для построения систем диагностики динамической устойчивости УСС на основе нейронно-сетевых моделей процесса резания [3], где принципы синергетики соблюдаются в полной мере.

В силу того, что параметры быстротекущих динамических явлений, происходящих непосредственно в зоне обработки, в большинстве своем недоступны для прямого измерения, алгоритм управления технологическим оборудованием, как правило, строят на базе математических моделей обработки.

Существуют два принципиально различных подхода к решению задачи моделирования технологических систем — физический и эмпирический. В первом случае строится математическая модель, основанная на общих законах, которыми описывается динамика тех или иных явлений в процессе функционирования системы. Эти законы записываются с помощью совокупности уравнений, связывающих входные переменные (управляющие и возмущающие воздействия) с выходными. Чаще всего исходная математическая модель получается в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений, решение которых представляет большую трудность. При построении эмпирических моделей необязательно знать природу процессов, протекающих в технологической системе. Достаточно иметь сведения об их внешних проявлениях. Технологическая система в этом случае рассматривается как устройство, в котором исследуется реакция выходных переменных на известные входные воздействия. После того, как выбран (или задан) общий вид функциональной зависимости между переменными, задача сводится к определению численных коэффициентов (параметров модели).

В последние годы благодаря простоте реализации широкое применение получили методы целенаправленного синтеза прибли-

женных эмпирических моделей, выбор которых приобретает все более эвристический характер. Приближенные модели технологических процессов значительно выигрывают в простоте по сравнению с аналогичными точными математическими моделями, а главное, удерживают свойства предсказуемости поведения алгоритмов адаптации и оптимизации технологических режимов вблизи установившихся движений управляемых систем. Однако приближенные модели приводят к слишком большим погрешностям в том случае, если моделируемые процессы носят принципиально нестационарный характер.

Как отмечалось выше, в процессе резания устойчивое движение УСС нарушается хаотическими возмущениями и в целом переходом к квазипериодическому движению. Поэтому многочисленные исследования свидетельствуют о сильной зависимости динамики станочных систем от специфических особенностей развития во времени контактных процессов в системе резания. Иначе говоря, устойчивость УСС существенно определяет динамика процесса резания, в частности локализация пластических деформаций в зоне стружкообразования и высокая степень деформации в приконтактных слоях стружки, вызывающая здесь вихревой характер движения обрабатываемого материала [3].

При применении нейросетевых моделей прежде всего встает вопрос выбора конкретной архитектуры сети (числа слоев и количества нейронов в каждом из них). Размер и структура сети должны соответствовать существу исследуемого явления. Поскольку на начальном этапе анализа природа явления еще неизвестна, выбор архитектуры является непростой задачей и часто связан с длительным процессом интуитивного выбора на основе перебора различных вариантов.

Затем построенная сеть подвергается процессу обучения (рис. 4). На этом этапе нейроны

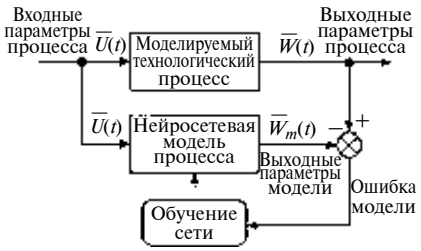


Рис. 4. Схема обучения нейросетевой модели технологического процесса

сети итеративно обрабатывают входные данные и корректируют свои веса таким образом, чтобы сеть могла формировать адекватные выходные сигналы. По сути, процесс обучения сети представляет собой подгонку модели, которая реализуется сетью, к имеющимся обучающим данным, характеризующим различные варианты условий протекания моделируемого технологического процесса. Ошибка для конкретной конфигурации сети определяется прогоном через сеть всех имеющихся наблюдений входных параметров $\overline{U}$ процесса и сравнением выходных значений $\overline{W}_i$ модели с реальными значениями выходных параметров $\overline{W}$ технологического процесса. Все такие разности суммируются в так называемую функцию ошибок, значение которой и есть ошибка сети. Обучение проводится до тех пор, пока ошибка сети не достигнет приемлемо малой величины.

Сеть, полученная в результате обучения, выражает закономерности, присутствующие в данных. При таком подходе она оказывается функциональным эквивалентом зависимостей между переменными, подобной тем, которые строятся в традиционном моделировании. Однако в отличие от традиционных моделей в случае сетей эти зависимости не могут быть записаны в явном виде. Иногда нейронные сети реализуют модели очень высокого качества, однако они представляют собой типичный пример нетеоретического подхода к исследованию. При таком подходе основные усилия сосредоточиваются исключительно на практическом результате — в данном случае — на адекватности модели, а не на сути механизмов, лежащих в основе явления.

Следует, однако, отметить, что методы нейронных сетей могут применяться и в исследованиях, в которых целью является построение модели, объясняющей явления, поскольку нейронные сети помогают изучать данные с целью поиска значимых переменных или групп таких переменных, и полученные результаты могут облегчить процесс последующего построения модели.

Одно из главных преимуществ нейронных сетей заключается в том, что они, по крайней мере теоретически, могут аппроксимировать любую непрерывную функцию, и поэтому исследователю нет необходимости заранее принимать какие-либо гипотезы относительно модели, и даже в ряде случаев решать, какие переменные действительно важны. Существенным недостатком нейронных сетей является то, что окончательное решение зависит от начальных установок сети и, как указывалось выше, его практически невозможно интерпретировать в традиционных аналитических терминах, которые обычно применяются при построении теории явления.

Такую сеть легко интерпретировать как модель "вход-выход", в которой синаптические веса и пороговые смещения нейронов являются свободными параметрами модели. Эта сеть может моделировать функцию практически любой степени сложности, причем число слоев и число элементов в каждом слое определяют сложность функции.

Тем не менее в общем случае нейросетевые модели, построенные по принципу "вход-выход" являются статическими, так как выходное значение $\overline{W}_i(t)$ модели определяется только значением текущего актуального входа $\overline{U}(t)$ сети и ни в коем случае не зависит от предыстории входного воздействия. Соответственно, за пределами возможностей таких моде-

лей остаются задачи отражения различных переходных процессов, проходящих в воспроизводимом объекте. Для моделирования динамических процессов необходимо использовать нейронные сети с последовательной структурой входных данных (рис. 5). Предыстории входных воздействий в таких моделях реализуются с помощью специальных регистров R, осуществляющих последовательный сдвиг при приеме каждого нового значения $\overline{U}(t)$.

На практике не всегда возможно осуществить полное моделирование всего технологического процесса. В этом случае полезно построить модель какой-либо его составной части, наиболее важной с точки зрения выходных параметров процесса или наименее удобную для прямых измерений и, как правило, вследствие этого мало изученную. Частичные модели могут быть полезными для диагностики технологического процесса в целом. Естественно, что входными данными для этих моделей будут являться не векторы $\overline{U}(t)$ управления, а векторы $\overline{\Psi}(t)$ каких-либо промежуточных параметров протекания технологического процесса, полученных в результате физических измерений. Например, использование динамической нейросетевой модели колебательной системы "инструмент—деталь" металлорежущего станка позволяет осуществить эффективный способ диагностики вибраций, самовозбуждающихся в процессе резания. Информацию об относительных вибрациях инструмента и обрабатываемой детали можно получить только в результате косвенных измерений. Основная задача анализа подобных данных состоит в определении качественных и количественных характеристик регистрируемых сигналов, позволяющих судить об истинном состоянии динамических процессов в зоне резания.

Наличие многих степеней свободы УСС приводит к тому, что колебания инструмента относительно заготовки представляют

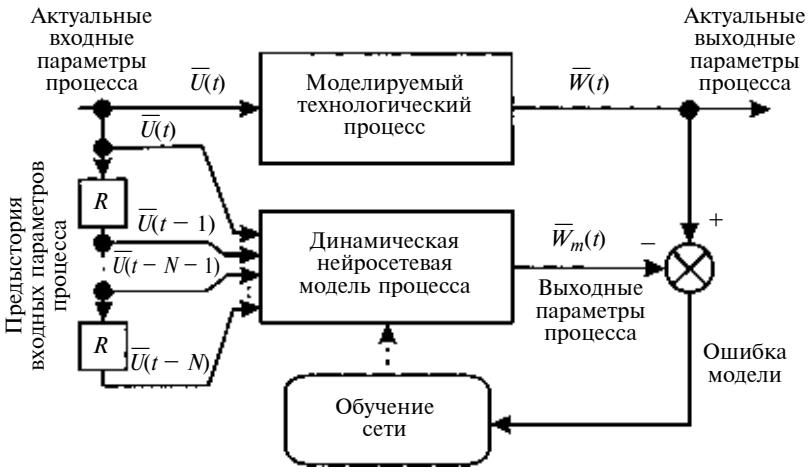


Рис. 5. Схема обучения динамической нейросетевой модели технологического процесса

результат сложения нескольких связанных между собой простейших (поступательных или крутильных) колебаний. Поэтому образующаяся в результате сложения колебаний траектория относительного движения инструмента и заготовки имеет форму замкнутой кривой, теоретически — предельного цикла (см. рис. 1, I). В реальности в силу разнообразных возмущений траектория движения вершины инструмента имеет несколько хаотичный вид (см. рис. 2, I).

Зафиксировать реальную траекторию движения вершины инструмента с достаточной для диагностики точностью можно, только применив специальную прецизионную аппаратуру, например, используя лазерный интерферометр. Но использование столь сложного и дорогого оборудования в составе систем управления металлорежущими станками экономически нецелесообразно из-за слишком высоких затрат на настройку и обслуживание. Поэтому для измерения колебаний при резании, как правило, используют более дешевые, но менее точные приборы. Наиболее широкое применение получили вибродатчики и датчики виброакустической эмиссии.

Поляризованные (обладающие чувствительностью вдоль одной оси) вибродатчики крепятся на элементах УСС таким образом, чтобы и в совокупности они образовывали ортогональную систему. Такой способ расположения позволяет по одномерным сигналам датчиков, фиксирующих одну из проекций колебаний, сформировать пространственную трехмерную картину.

Для диагностики относительных колебаний инструмента и заготовки при резании была разработана нейросетевая динамическая модель колебательной системы "инструмент—деталь". Применение данной модели позволяет с точностью, сопоставимой с результатами лазерной интерферометрии, осуществлять непосредственно в процессе резания динамическую диагностику относительных перемещений токарного резца и обрабатываемой детали, используя недорогие виброрегистрирующие датчики и датчики силы тока. Схема процесса диагностики с использованием модели приведена на рис. 6. В качестве входных данных модели использованы амплитуды сигналов ортогональной системы поляризованных вибродатчиков $S_x(t)$, $S_y(t)$, $S_z(t)$, расположенных на элементах упругой системы станка, а также действующие значения силы тока в обмотках электродвигателей главного привода $I_z(t)$, приводов подач $I_y(t)$. В качестве выходных данных приняты амплитудные значения проекций относительных перемещений обрабатываемой детали и инструмента $\Delta_x(t)$, $\Delta_y(t)$, $\Delta_z(t)$. Действую-

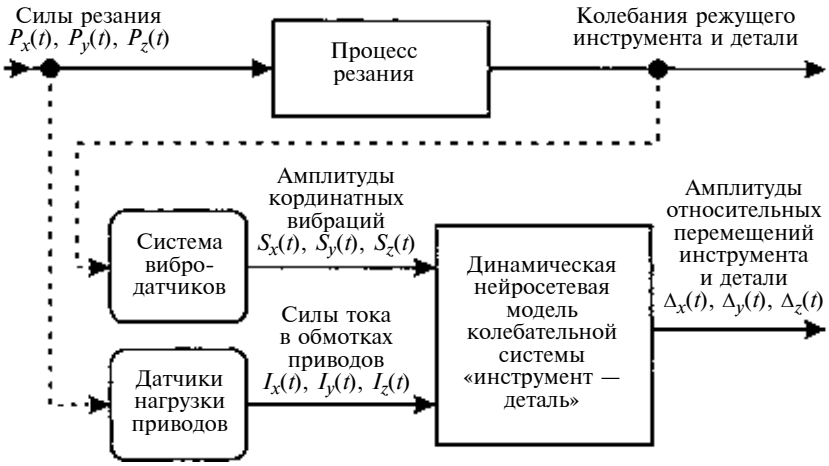


Рис. 6. Схема диагностики относительных перемещений режущего инструмента и обрабатываемой детали с использованием нейросетевой динамической модели колебательной системы "инструмент—деталь"

щие значения токов характеризуют квазистатическую, медленно меняющуюся составляющую силы резания P, а сигналы вибродатчиков позволяют оценить динамику изменения этой силы.

Динамическая модель колебательной системы "инструмент—деталь" формируется на основе двухслойной нейронной сети обратного распространения. Задачей сети является аппроксимация по входным данным параметров траектории вершины инструмента и вычисление предполагаемых значений амплитуды относительных перемещений обрабатываемой детали и инструмента в проекциях. Первый, входной, слой сети (рис. 7) содержит 16 нейронов, второй, выходной, слой состоит из 3 нейронов. В качестве функции активации нейронов обоих слоев используется экспоненциальный сигмоид. Сеть имеет 240 входов, на которые подаются актуальные значения вектора физически измеренных величин $\overline{\Psi}(t) = \{S_x(t),\ S_y(t),\ S_z(t),\ I_z(t),\ I_x(t),\ I_y(t)\}$, а также предыстория этого вектора за 39 предыдущих отсчетов времени $\overline{\Psi}(t-1) \div (t-39)$, сформированная с помощью сдвиговых регистров ($R_1 \div R_{39}$). Три выхода сети являются выходами модели.

Входной вектор $\overline{\Psi}(t)$ сети формируется во временно́й области дискретно на основе синхронных измерений мгновенных значений сигналов вибродатчиков $\dot{S}_x$, $\dot{S}_y$, $\dot{S}_z$ и силы тока $\dot{I}_x$, $\dot{I}_y$, $\dot{I}_z$ в обмотках электродвигателей приводов. Измерения проводятся в реальном режиме времени с частотой дискретизации 10 кГц. Регулярно с периодичностью 10 Гц на основе временны́х рядов зафиксированных мгновенных значений вычисляются амплитуды вибраций $S_x(t)$, $S_y(t)$, $S_z(t)$ и действующие значения токов $I_z(t)$, $I_x(t)$, $I_y(t)$, т. е. задается очередной временной отсчет вектора $\overline{\Psi}(t)$.

Таким образом, время реакции модели составляет 0,1 с, емкость хранения предыстории развития колебательных процессов в системе "инструмент—деталь" (максимальная продолжительность учитываемых переходных явлений) равна 4 с.

Динамические параметры колебательной системы "инструмент—деталь" моделируются путем обучения сети. Обучающая выборка формировалась на основе сопоставления значений входных параметров для различных вариаций режима резания и величин относительных микроперемещений обрабатываемой детали и режущего инструмента $\Delta_x(t)$, $\Delta_y(t)$, $\Delta_z(t)$, определяемых с помощью лазерного интерферометра. Обучение сети проводится с использованием алгоритма обратного распространения ошибки. Во избежание эффекта "переобучения" финальным шагом формирования сети является процедура контрастирования синаптических весов.

После обучения нейронная сеть способна идентифицировать динамическое состояние упругой

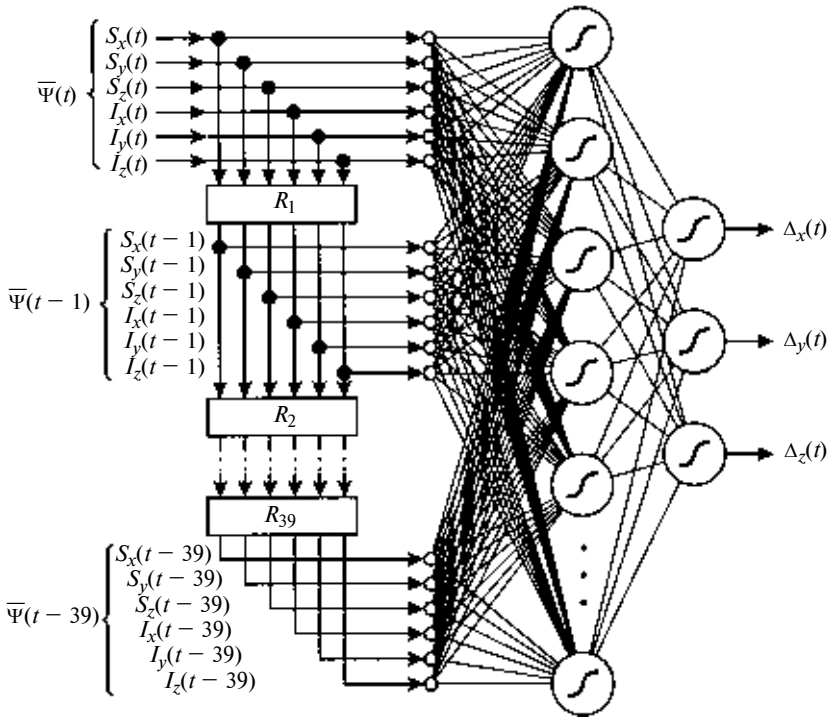


Рис. 7. Структура нейросетевой динамической модели колебательной системы "инструмент—деталь"

УДК 621.922.029:621.9.048

Ш. А. БАХТИАРОВ, В. В. ВОЛКОВ, кандидаты технических наук
(Пензенская государственная технологическая академия), тел.: (8412) 49 65 61

Повышение эффективности контактно-эрозионного профилирования алмазных кругов и алмазного профильного шлифования

Рассмотрен способ контактно-эрозионного профилирования алмазных кругов на металлических связках составным электродом, повышающий производительность без снижения точности за счет увеличения высоты профиля электрода-инструмента.

Ключевые слова: контактно-эрозионное профилирование, алмазный круг, связка, электрод-инструмент, профильное шлифование.

Method of contact-erosion profiling of diamond grinding wheels on metallic bonds by a composite electrode, elevating the productivity without degradation of accuracy at the expense of enlargement of tool-electrode profile height, is considered.

Keywords: contact-erosion profiling, diamond grinding wheel, bond, tool-electrode, profile grinding.

Контактно-эрозионная правка и профилирование алмазных кругов на металлических связках — прогрессивный метод обработки [1, 2] с высокими технологическими и экономическими показателями.

В известных способах профилирования методом копирования высота профиля фасонного электрода-инструмента (ЭИ) ограничена требуемой высотой профиля алмазного круга, что не позволяет увеличивать длину дуги контактно-эрозионного взаимодействия ЭИ и круга, а следовательно, и производительность обработки. В данной статье рассматривается способ [3] контактно-эрозионно-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 63)

системы станка (отличать устойчивое резание от неустойчивого, прогнозировать параметры траектории перемещений вершины резца) и диагностировать амплитудные значения колебаний режущего инструмента относительно обрабатываемой детали в проекциях на оси координат станка.

Аппаратно предлагаемая нейросетевая модель может быть выполнена на основе небольшого числа микроэлектронных компонентов, большинство из которых широко используются в автоматизированных системах управления технологическими процессами. Для динамической регистрации мгновенных значений S_x, $\dot{S}_y$, $\dot{S}_z$, $\dot{I}_x$, $\dot{I}_y$, $\dot{I}_z$ в состав аппаратной модели должны входить аналоговый коммутатор и аналого-цифровой преобразователь. Управление входными устройствами модели, подсчет амплитуд вибраций $S_x(t)$, $S_y(t)$, $S_z(t)$ и действующих значений токов $I_z(t)$, $I_x(t)$, $I_y(t)$ следует возложить на сигнальный процессор, а всю вычислительную нагрузку по нейросетевой обработке данных возьмет на себя специализированный нейросетевой процессор (нейрочип), содержащий в своих регистрах памяти нейросетевую динамическую модель колебательной системы "инструмент—деталь", полученную на этапе обучения. В качестве конечного формирователя выходных параметров модели $\Delta_x(t)$, $\Delta_y(t)$, $\Delta_z(t)$ может использоваться цифроаналоговый преобразователь.

Применение динамических моделей процессов механической обработки, построенных на основе нейронных сетей, в системах управления металлорежущими станками позволяет контролировать динамическую устойчивость процесса резания, добиваясь при этом повышения точности и производительности обработки. Поэтому нейронные сети можно эффективно использовать при решении вопросов динамики резания, связанных с высокоскоростной обработкой деталей на станках с ЧПУ [3], в частности для оптимизации траектории движения инструмента и выявления "безвибрационной обработки", т. е. установившегося режима движения системы (аттрактора).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кудинов В. А.** Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 357 с.
2. **Заковоротный В. Л.** Динамика процесса резания. Состояние и перспективы // Научный Вестник ДГТУ. 2005. Т. 5. № 3. С. 329—356.
3. **Кабалдин Ю. Г., Биленко С. В., Серый С. В**. Управление динамическим качеством металлорежущих систем на основе искусственного интеллекта. Комсомольск-на-Амуре: ГОУ ВПО "Комсомольский-на-Амуре ГТУ", 2004. 240 с.
4. **Неймарк Ю. И., Ланда П. С.** Стохастические и хаотические колебания. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. 424 с.
5. **Гленсдорф П., Пригожин И. Р.** Термодинамическая теория структуры, устойчивости и флуктуаций. М.: Мир, 1973. 280 с.
6. **Хакен Г.** Синергетика: Пер. с англ.: М.: Мир, 1980. 404 с.
7. **Воробьев В. И., Грибунин В. Г.** Теория и практика вэйвлет-преобразования. СПб.: ВУС, 1999. 208 с.
8. **Давыдов А. В.** Вэйвлетные преобразования сигналов // Тематические лекции. Екатеринбург: УГГУ, ИгиГ, ГИН, Фонд электронных документов, 2004.
9. **Добеши И.** Десять лекций по вейвлетам: Пер. с англ. Е. В. Мищенко / Под ред. А. П. Петухова. Ижевск: НИЦ "Регулярная и хаотическая динамика", 2001. 463 с.

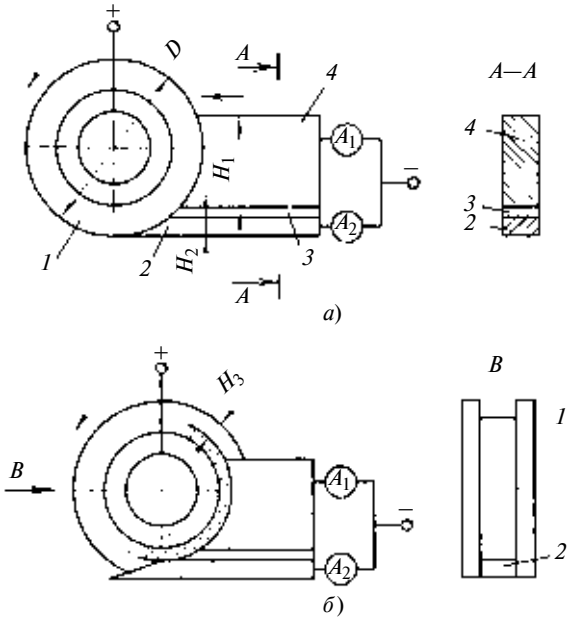


Рис. 1. Схема процесса контактно-эрозионного профилирования алмазного круга составным ЭИ:
а — начало; *б* — окончание

го профилирования алмазных кругов, имеющих на периферии кольцевой паз прямоугольной формы, который позволяет повысить производительность обработки и управлять ею путем изменения высоты профиля ЭИ.

На рис. 1, *а*, *б* показано контактно-эрозионное профилирование алмазного круга *1* составным ЭИ, высота H_1 которого меньше диаметра D круга. Нижняя *2* и верхняя *4* части ЭИ имеют одинаковую ширину и изолированы диэлектрической прокладкой *3*. Общая длина дуги контактно-эрозионного взаимодействия определяется суммой длин дуг контакта с нижней *2* и верхней *4* частями ЭИ и регулируется изменением высоты H_1 верхней части ЭИ. Высота H_2 нижней части ЭИ (*2*) соответствует требуемой глубине H_3 паза алмазного круга, а ее нижняя поверхность располагается по касательной к поверхности круга. Продольная подача ЭИ направлена параллельно нижней поверхности.

С помощью амперметров A_1 и A_2 осуществляют контроль контактно-эрозионного процесса в зоне взаимодействия алмазного круга соответственно с верхней и нижней частями ЭИ, подключенными к отрицательному полюсу источника постоянного тока.

Окончание контактно-эрозионного взаимодействия круга с нижней частью ЭИ свидетельствует об образовании кольцевого паза, аналогичного профилю нижней части ЭИ, критерием чего является отсутствие рабочего тока в цепи амперметра A_2. Дальнейшее профилирование недопустимо, так как приведет к искажению профиля круга.

Составной ЭИ позволяет изменять высоту и длину дуги контактно-эрозионного взаимодействия без снижения точности профилирования, что увеличивает производительность обработки и позволяет управлять процессом путем подбора параметра H_1.

Стойкость профиля алмазных кругов при шлифовании изделий из труднообрабатываемых материалов в некоторых случаях, например при обработке мелких резьб, сравнительно невысока. Объясняется это тем, что при использовании ЭИ, выполненного из меди, силовое воздействие на алмазные зерна мало и ряд слабо закрепленных в связке алмазных зерен удалить не удается. Именно эти зерна и формируют профиль круга, но при шлифовании изделий они быстро выпадают.

Предлагаемый способ обработки [4] алмазных кругов позволяет повысить стойкость профиля круга, устраняя этот недостаток и упрочняя поверхностный слой связки. Сначала алмазным кругом — анодом шлифуют последовательно два ЭИ (катоды) — один из меди, другой из более твердого и износостойкого материала, чем материал связки круга.

Шлифование первого ЭИ обеспечивает высокую производительность, шлифование второго способствует удалению слабо закрепленных и чрезмерно выступающих из связки алмазных зерен. По окончании формирования требуемого профиля круга второй ЭИ шлифуют еще раз, поменяв полярность круга и ЭИ, в результате поверхностный слой связки легируется материалом ЭИ. На окончание шлифования указывает монотонное увеличение рабочего тока, обусловленное ростом слоя материала ЭИ, наносимого на поверхность связки круга. Если вовремя не закончить обработку, произойдет "засаливание" алмазных зерен и снижение режущей способности круга.

Для повышения эффективности обработки фасонных деталей из труднообрабатываемых материалов рекомендуются способы профильного алмазного шлифования [5, 6], повышающие точность обработки и уменьшающие расход алмазов путем изменения кинематики шлифования, и предлагаемый технологический прием повышения стойкости кругов.

Алмазному кругу *1* (например 14ЕЕ1Х) радиусом R сообщается вращательное движение (ω), за-

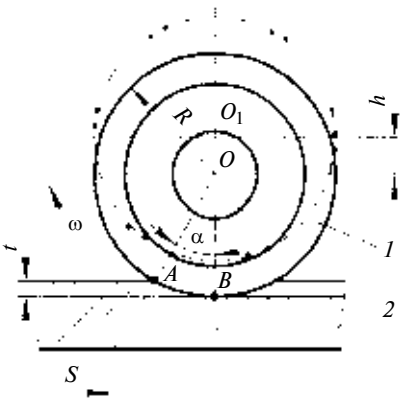


Рис. 2. Схема алмазного профильного шлифования

готовке *2* — поступательное с продольной подачей S (рис. 2). При этом ось O_1 вращения круга смещена на расстояние h от его геометрической оси O в радиальном направлении от обрабатываемой поверхности. Параметр h превышает половину глубины t шлифования за один продольный ход детали, что обеспечивает работу круга только участком AB.

После износа профиля алмазного круга на участке AB его поворачивают вокруг геометрической оси O на угол, определяемый по формуле $\alpha = \arccos[(R - t)/R]$, и продолжают шлифование. Таким образом, алмазный круг шлифует не всей периферийной поверхностью, а небольшим участком. Поэтому сначала изнашивается только участок AB, затем круг поворачивают на угол α и обрабатывают неизношенным участком, затем следующим и так далее. В результате каждый вновь вводимый в работу участок является калибрующим относительно предыдущего, уже изношенного, что позволяет поддерживать высокую, одинаковую точность большой партии деталей без дополнительного профилирования (восстановления профиля) алмазного круга, снижая себестоимость обработки.

Кроме того, изношенные участки профиля круга можно использовать для предварительного шлифования, причем многократно, с последовательной заменой изношенных участков менее изношенными. При этом общая глубина шлифования должна быть меньше высоты профиля, оставшегося на шлифующем участке круга.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бахтиаров Ш. А.** Повышение эффективности плоского торцового алмазного шлифования // Вестник машиностроения. 2006. № 11. С. 49—51.
2. **Бахтиаров Ш. А.** Особенности контактно-эрозионной правки алмазных кругов // СТИН. 2004. № 11. С. 16—19.
3. **А. с. 1815039 СССР:** МКИ В 23 Н 7/00. Способ контактно-эрозионного профилирования алмазных кругов.
4. **А. с. 1812015 СССР:** МКИ В 23 Н 7/00. Способ контактно-эрозионного формирования поверхностей алмазных кругов.
5. **Пат. 2055717 Рос. Федерации:** МПК В 24 В 1/00 // В 23 Н 7/00. Способ шлифования.
6. **А. с. 1742038 СССР:** МКИ В 24 В 1/00. Способ профильного шлифования.

УДК 621.9.08

В. В. ЮРКЕВИЧ, канд. техн. наук (МГТУ "Станкин"), e-mail: yurkevichl935@mail.ru

Экспертная система для токарной обработки

Рассмотрена работа экспертной системы применительно к токарному станку, позволяющая обрабатывать результаты измерений траекторий формообразующих элементов, устанавливать причины несоблюдения точности и получать рекомендации по их устранению.

Ключевые слова: траектории формообразования, экспертная система, показатели точности.

The working of an expert system as applied to a lathe, allowing to treat the measurement results of forming elements trajectories, ascertain the reasons of the accuracy nonobservance, and to obtain recommendations regarding their removal, is considered.

Keywords: trajectories of forming, expert system, accuracy figure.

В последнее время ведутся работы по оборудованию металлообрабатывающих станков экспертными системами, главное отличие которых от других программных средств — наличие базы данных в виде совокупности записей на языке, понятном специалистам и позволяющем вносить изменения. Алгоритм же обычных программных средств корректировать может только автор программы.

Основу экспертной системы составляет база данных, пополняемая в процессе ее построения, организованная так, чтобы упростить принятие решений. Такая экспертная система была создана для токарно-винторезного станка ТВ-7, оборудованного автоматизированной системой контроля точности обработки заготовок [1—6].

При экспериментальных исследованиях [7—9] в качестве заготовки использовали предварительно обработанную втулку из стали 35, которую закрепляли на прецизионной оправке. Обработку осуществляли резцом с твердосплавной пластиной Т15К6 с углами заточки $\varphi = 45°$; $\varphi_1 = 45°$; $\gamma = 6°$; $\alpha = 6°$. Точение проводили в режимах чистовой и грубой обработок, при этом частота n вращения шпинделя изменялась от 60 до 975 мин$^{-1}$; глубина t — от 0,1 до 1,0 мм; подача S — от 0,1 до 0,15 мм/об.

Используемая система измерений включает в себя бесконтактные датчики перемещения вихретокового типа AE2X и датчик угла поворота, в качестве которого применяли преобразователь угловых перемещений ЛИР-158А. В качестве интерфейса использовали плату ввода-вывода L-761. Траектория оси заготовки приведена на рис. 1.

Разработанная программа Lagrang позволяет:

выполнять на основе измеренных сигналов построение траекторий оси заготовки и резца;

получать геометрический образ детали и рассчитывать базовую окружность в поперечном сечении, определять показатели точности (отклонение от

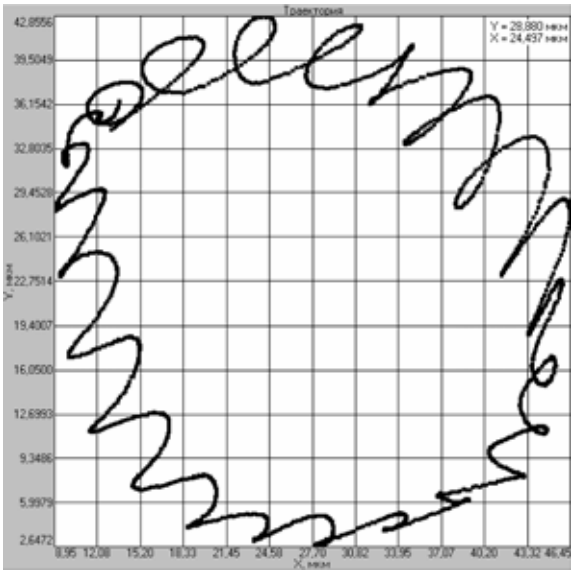


Рис. 1. Траектория оси заготовки

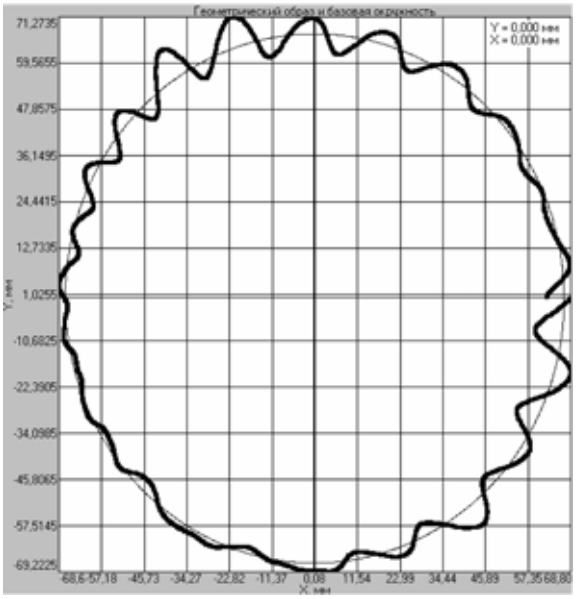


Рис. 2. Геометрический образ продольного сечения

круглости, овальность, погрешность размера, радиальное биение);

получать продольные сечения детали и рассчитывать показатели точности (отклонение профиля продольного сечения, отклонения от цилиндричности и соосности, полное радиальное биение).

Расчет геометрического образа обработанной поверхности в поперечном и продольном сечениях проводили методом, изложенным в работе [3] (рис. 2, 3). Для расчета и построения базовой окружности использовали вариант LSC стандарта DIN ISO 1101, позволяющий определять показатели точности в поперечном сечении обрабатываемой заготовки. Расчетные параметры включают в себя показатели точности для поперечного сечения.

Для определения показателей точности в продольном сечении строят базовый цилиндр, и рассчитывают показатели точности — отклонение профиля продольного сечения, отклонения от цилиндричности и соосности.

Экспертная система (рис. 4) состоит из трех основных блоков: база данных; данные, полученные измерением; блок эвристического поиска. Первый включает в себя: информацию о станке и технологическом процессе; допуски, указанные на рабочем чертеже детали; причины выхода за пределы допустимых значений, а также рекомендации по повышению точности, которые были выработаны на основе многолетних экспериментальных исследований (табл. 1, 2).

Если при сравнении расчетных данных $\Delta_р$ с допусками $\Delta_д$ на рабочем чертеже детали окажется, что

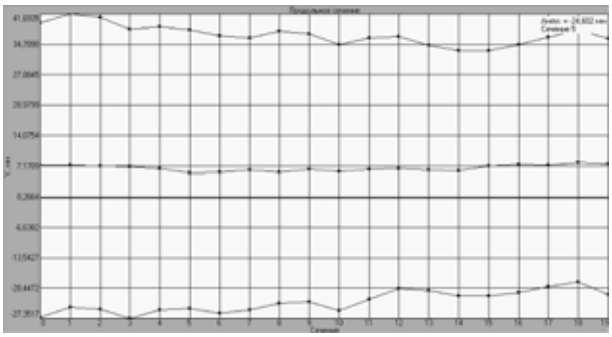


Рис. 3. Геометрический образ обработанной поверхности в продольном сечении

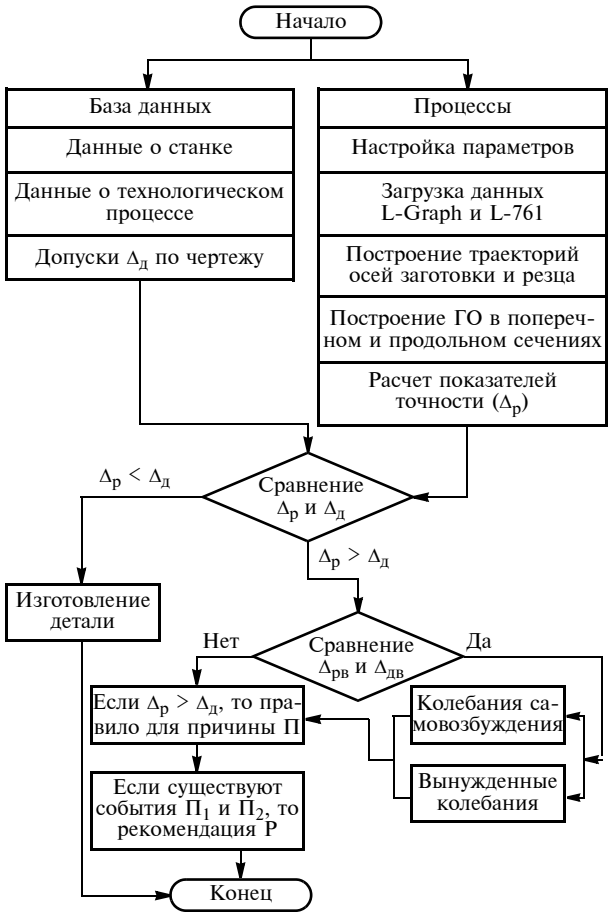


Рис. 4. Алгоритм экспертной системы

Таблица 1

Отклонение	Причины
Превышение допуска на отклонение от круглости	Ослабление натяга в передней опоре. Дефекты подшипников качения передней опоры. Заготовка имеет неправильную форму. Погрешности позиционирования заготовки (пережим). Большой износ режущей кромки резца. Низкая жесткость заготовки. Низкая жесткость шпинделя или суппорта
Превышение допусков размеров	Неправильная частота вращения шпинделя. Неправильная глубина резания. Тепловое смещение оси шпинделя. Большая податливость задней бабки. Большой износ режущей кромки резца. Низкая жесткость заготовки. Большой износ направляющих станины. Заготовка имеет неправильную форму
Превышение радиального биения	Тепловое смещение оси шпинделя. Низкая жесткость задней бабки. Большой износ направляющих станин
Превышение допуска на отклонение от цилиндричности	Тепловое смещение оси шпинделя. Низкая жесткость задней бабки. Низкая жесткость заготовки. Большой износ направляющих станины. Зажим заготовки на консоли
Превышение допуска на соосность	Тепловое смещение оси шпинделя. Низкая жесткость задней бабки
Низкое качество обработанной поверхности	Независимые колебания: погрешности и дефекты опор качения; удары зубьев зубчатой передачи; погрешности формы заготовки; дисбаланс заготовки; неравномерная твердость заготовки. Самовозбуждающиеся колебания: высокий уровень шума при резании; регенеративный эффект; повышение скорости резания при уменьшении силы резания; наростообразование; отставание деформации упругой системы станка от изменения силы резания

$\Delta_р > \Delta_д$, то включается процесс эвристического поиска. В первую очередь определяется, не было ли при обработке больши́х вибраций, которые могут привести к ухудшению показателей точности. Для этого рассчитанную высоту волнистости $\Delta_{рв}$ сравнивают с допустимой $\Delta_{дв}$. Если $\Delta_{рв} > \Delta_{дв}$, то значительных колебаний не происходило. Если $\Delta_{рв} < \Delta_{дв}$, то при обработке имеет место значительная вибрация. В этом случае определяют, какие колебания доминируют — вынужденные или самовозбуждения.

В современных экспертных системах чаще всего используют метод представления данных, основанный на правилах и фактах и построенный на использовании выражения "если" (условие), "то" (действие)". Например, "если" рассчитанное отклонение от круглости больше допуска на круглость, "то" получается брак.

Наиболее часто используют прямую цепочку рассуждений. Например, "если" несоосность и радиальное биение больше допустимых значений, "то" имеет место тепловое смещение оси шпинделя.

Таблица 2

Цель	Рекомендации
Снижение отклонения от круглости	Отрегулировать натяг в передней опоре. Заменить неисправный подшипник. Использовать качественные заготовки. Не допускать пережима заготовки. Заменить изношенный резец. Обрабатывать в центрах или с люнетом. Повысить жесткость шпинделя и суппорта
Снижение погрешностей размеров	Использовать оптимальную частоту вращения шпинделя. Использовать оптимальную глубину резания. Обрабатывать на прогретом станке. Повысить жесткость задней бабки. Заменить изношенный резец. Обработать направляющие станины. Использовать качественные заготовки
Снижение радиального биения	Обрабатывать на прогретом станке. Повысить жесткость задней бабки. Обработать направляющие станины
Снижение отклонения от цилиндричности	Обрабатывать на прогретом станке. Повысить жесткость задней бабки. Обработать направляющие станины. Обрабатывать в центрах или с люнетом
Уменьшение несоосности	Обрабатывать на прогретом станке. Повысить жесткость задней бабки
Повышение качества обработанной поверхности	Независимые колебания: заменить некачественный подшипник; заменить зубчатое колесо; использовать качественные заготовки; сбалансировать шпиндельный узел. Самовозбуждающиеся колебания: использовать оптимальные режимы обработки

Программа эвристического поиска перебирает множество вариантов и выбирает из них наиболее часто встречающиеся. Предлагаемая экспертная система в настоящее время охватывает не все варианты неисправностей, но продолжаются работы, направленные на ее совершенствование.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2123923 Рос. Федерации:** B 23 Q 15/00. Способ диагностики токарных станков по параметрам точности и устройство для его осуществления.
2. **Пат. 2124966 Рос. Федерации**: B 23 B 25/06. Способ диагностики шпиндельного узла.
3. **Пат. 2131802 Рос. Федерации:** B 23 Q 15/007. Способ автоматического управления точностью токарного станка.
4. **Пат. 2154565 Рос. Федерации:** B 23 Q 15/007. Устройство диагностики токарных станков по параметрам точности изготовляемой детали.
5. **Пат. 2190503 Рос. Федерации:** B 23 B 25/06. Устройство определения погрешностей изготовления детали на токарном станке.
6. **Пат. 2210479 Рос. Федерации:** B 23 Q 15/007. Способ прогнозирования в процессе изготовления детали ее погрешностей по окончании обработки на основе ее виртуальной копии.
7. **Юркевич В. В.** Испытания, контроль и диагностика технологических систем / М.: МГТУ "Станкин", 2005. 360 с.
8. **Юркевич В. В., Схиртладзе А. Г., Коротков И. А.** Контроль и диагностика технологического оборудования / Подольск: Сатурн-С, 2006. 448 с.
9. **Юркевич В. В., Схиртладзе А. Г., Борискин В. П.** Испытания, контроль и диагностика металлообрабатывающих станков: Монография. Старый Оскол: ООО "ТНТ", 2006. 552с.

УДК 621.742

Н. Ш. ИСМАИЛОВ, канд. техн. наук (АзТУ, Азербайджан, г. Баку), e-mail: nizism@mail.ru

Стабилизация составов и свойств единых смесей в серийном производстве чугунных отливок

Предложены балансовая модель освежения, которая позволяет стабилизировать состав единых песчано-бентонитовых смесей из местных кварцевых песков и бентонитовых глин при серийном производстве чугунных отливок, и блок-схема автоматизированной системы, обеспечивающая уменьшение колебаний состава и свойств смесей при частых изменениях номенклатуры отливок.

Ключевые слова: чугунные отливки, песчано-бентонитовые смеси, освежение, серийное производство, стабилизация.

A balance model of renovation, allowing stabilize content of unified sand-concrete mixtures from local quartz sands and concrete argils in the full-scale production of iron castings, and the block diagram of an automated system, providing the lowering of variations of content and properties of the mixtures at frequent changes of iron castings nomenclature is proposed.

Keywords: iron castings, sand-concrete mixtures, renovation, full-scale production, stabilization.

В серийном и массовом производствах чугунных отливок широко используют единые песчано-бентонитовые смеси (ПБС) для изготовления литейных форм [1, 2]. Качество смеси предопределяет образование дефектов формы и влияет на процесс формирования отливок. Поэтому стабилизация физико-механических и технологических свойств ПБС имеет большое практическое значение [3].

В стабилизации свойств единых ПБС важное место занимает процесс освежения смеси [4, 5]. Предложенный в работе [6] расчет освежения по номограммам очень трудоемок и применим только при определенных значениях прочности смеси и соотношения металла и смеси, кроме того, он не обеспечивает стабильности физико-механических и технологических свойств ПБС.

В основе предлагаемого расчета освежения лежат два условия: сохранение баланса масс потерь и вводимых компонентов формовочной смеси (ФС) за один оборот; поддержание постоянного содержания в смеси активных (бентонит, уголь, крахмалит и т. п.) и неактивных компонентов.

Принимаем следующие условия: объем Q смеси в системе постоянный; в состав единой смеси входит суммарное освежение В, %; соотношение металла и смеси по объему $M/Q = \text{const}$.

Содержание активной глины в смеси после n-й заливки находим по формуле

$$A_n = \{k^n[A_0(1 - k) - c_б] + c_б\}/(1 - k).$$

Здесь k^n — количество бентонита, теряющего активность за n-й цикл; A_0 — содержание активной глины в исходной смеси; $c_б$ — освежение ФС бентонитом, %;

$$k = (1 - a)[1 - (B/100)] < 1, \qquad (1)$$

где B — суммарное освежение смеси, %; $a = \text{const}$ — количество общего содержание бентонита, теряющего активность за цикл.

Для исходной смеси ($n = 0$) $A_n = A_0$ при $n = \infty$ имеем $A_n = c_б/(1 - k)$.

Увеличение или снижение содержания глины в смеси относительно заданного A_0 происходит только при неправильно выбранном освежении: $u = A_n - A_0$, тогда

$$u = \{k^n[A_0(1 - k) - c_б]/(1 - k) + c_б/(1 - k)\} - A_0.$$

При постоянном составе смеси в каждом цикле смесеприготовления $u = 0$. Так как $k < 1$, то при $n = \infty$ имеем $k^n = 0$, с учетом выражения (1) получим:

$$c_б = A_0(1 - k). \qquad (2)$$

Для повышения точности определения показателя a необходимо учитывать потери компонентов смеси с вентиляцией, тогда

$$a = d_б/A_0 + e_б h/A_0 100, \qquad (3)$$

где h — интенсивность вентиляции, %; $e_б$ — среднее количество уходящей активной глины, %; $d_б$ — количество активного бентонита, теряющегося за цикл, %.

С учетом формулы (3) выражение (2) будет иметь вид:

$$c_б = A_0 - Б(1 - B/100) = d_б + e_б h/100 + \\ + B(A_0 - d_б - e_б h/100)/100 = A_0(1 - k),$$

где $Б = (A_0 - d_б - e_б h/100)$ — содержание активного бентонита в оборотной смеси (ОС).

Аналогично можно вывести формулы для расчета освежения по любому активному компоненту смеси:

$$c_i = d_i + e_i h/100 + B(A_i - d_i - e_i h/100)/100 = \\ = A_i(1 - k),$$

где d_i — количество компонента, теряющего активность за цикл, %; e_i — количество уходящего активного компонента; A_i — требуемое количество активного компонента в ФС.

Значения термоустойчивости $T_у$ и коэффициента K_i термодеструкции различных бентонитов

Бентонит	$T_у$ по ГОСТ 28177—89	K_i
Дашуковский[1]	0,65÷0,70	0,50÷0,55
Дашуковский[2]	0,70÷0,80	0,45÷0,50
Асканский	0,85÷0,90	0,35÷0,45
Даш-Салахлы[1]	0,80÷0,90	0,35÷0,40
Черногорский[2]	0,70÷0,80	0,35÷0,40
Беглярский	0,65÷0,70	0,50÷0,55
Зырянский[1]	0,35÷0,43	0,70÷0,80
Али-Байрамлинский[1]	0,45÷0,55	0,60÷0,70
Болгарский[1]	0,55÷0,65	0,55÷0,60
Огланлинский[2]	0,85÷0,90	0,35÷0,40

[1] Неактивированный бентонит.
[2] Активированный бентонит.

В соответствии с методом П. П. Берга [6] количество смеси в форме, в которой произойдет полная потеря активности i-го компонента, составит:

$$q_i = K_i M, \qquad (4)$$

где K_i — коэффициент термодеструкции i-го материала с учетом теплофизических свойств смеси и металла.

Разделив обе части выражения (4) на массу Q' формы и умножив на A_i, получим:

$$A_i(q'/Q') = K_i A_i(M/Q') = d_i,$$

где d_i — количество i-го компонента, потерявшего активность за цикл заливки, %.

Значения термоустойчивости $T_у$ и коэффициента K_i термодеструкции некоторых бентонитов представлены в таблице. В результате обработки экспериментальных данных получена эмпирическая формула для коэффициента термодеструкции компонентов смеси:

$$K_i^* = K_i(0{,}0015T_з - 0{,}05W - 0{,}779),$$

где $T_з$ — температура заливки; W — влажность ФС, %.

Экспериментально установлена зависимость коэффициента $K_б$ термодеструкции бентонита и термостойкости T по ГОСТ 28177—89 при наличии в смеси 5 % угля: $K_б = 1{,}436 - 0{,}96T$.

Предложенная балансовая модель расчета требуемого освежения позволяет стабилизировать состав и свойства единых смесей. На ее основе, используя программу "Смесь", разработана система автоматизированного освежения ПБС, которая в настоящее время применяется на линии Disamatic (рис. 1). Для подтверждения эффективности предлагаемой системы был проведен анализ изменения такого показателя, как предел прочности смеси на сжатие до и после ее внедрения (рис. 2).

Система автоматического освежения состоит из девяти модулей. Модуль "Анализы" содержит результаты всех лабораторных анализов и графические данные о изменении содержания каждого компонента смеси за определенный период времени.

Модуль "Материалы" содержит данные о материалах, используемых для приготовления смесей (характеристики бентонитов, песков и других добавок).

Модуль "Отливка" содержит: характеристики изготовляемых отливок (масса, материал, число на плите, выход годных); информацию по стержням (масса, тип связующего, способ изготовления, число на отливку); размеры опоки; плотность смеси в ней и т. д. Здесь же имеются данные о потерях смеси для каждой отливки.

В модуле "Расчет состава смеси" рассчитывается требуемый состав смеси по всем компонентам с

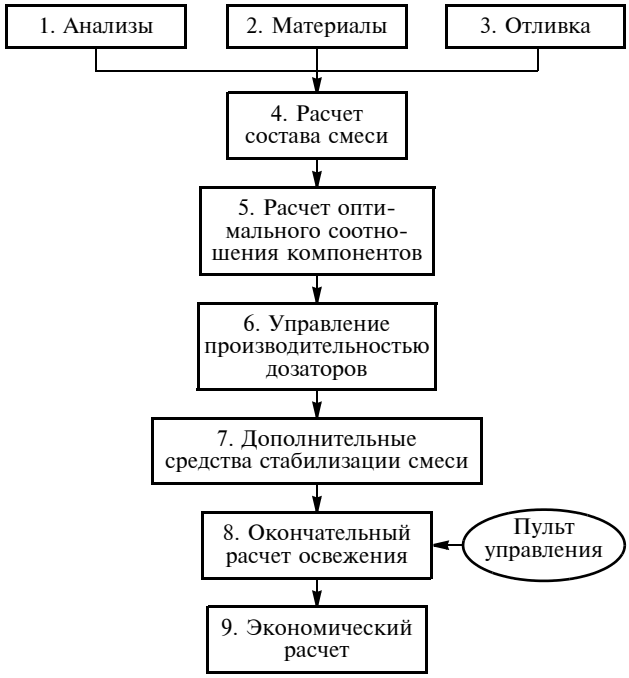


Рис. 1. Блок-схема системы автоматизированного освежения смеси

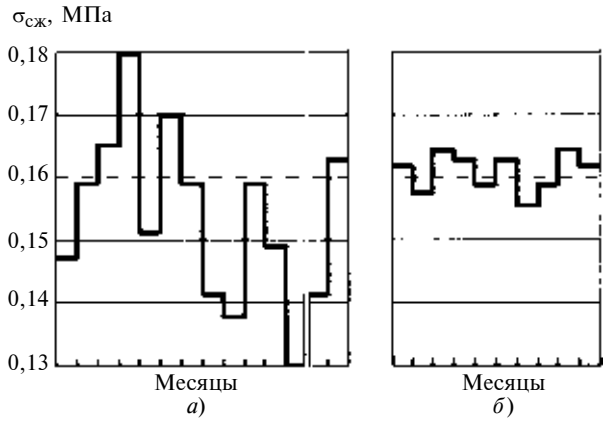


Рис. 2. Изменения предела прочности $\sigma_{сж}$ смеси на сжатие до (*а*) и после (*б*) внедрения системы

учетом свойств используемых материалов и требуемой прочности. Предусмотрена обработка информации как по отдельным компонентам, так и по композициям и суспензии.

В шестом модуле происходит анализ ожидаемой ситуации в смесеприготовительной системе после начала изготовления заданной партии отливок, в первую очередь уменьшение в готовой смеси неактивной составляющей. Если при изготовлении заданной партии отливок содержание неактивной составляющей находится в пределах требований, то формируются рекомендации по производительности используемых в системе дозаторов.

В седьмом модуле анализируются возможные способы стабилизации смеси по содержанию неактивной составляющей путем ввода отработавшей на других линиях смеси или отходов вентиляционной системы смесеприготовительного отделения.

Полученные результаты передаются в модуль "Окончательный расчет освежения" и на пульт управления смесеприготовительной системы.

В последнем модуле рассчитывается расход материалов, затраты на их приобретение и утилизацию отходов.

Предложенная автоматизированная система освежения способствует существенному уменьшению колебаний состава и свойств смесей при частых изменениях номенклатуры отливок, что способствует улучшению их качества и сокращению брака при минимальных затратах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гини Э. Ч.** Литейное производство в XX веке. Анализ итогов // Литейное производство. 2002. № 7. С. 6—8.
2. **Яновский А.** О стабилизации и перспективах развития литейного производства Украины // Литейное производство. 2005. № 2. С. 26, 27.
3. **Бобряков Г. И.** Литейное производство в автомобильной отрасли // Литейное производство. 2000. № 2. С. 19—21.
4. **Мухоморов И. А.** Проблемы стабильности технологических параметров формовочных смесей // Литейное производство. 2003. № 4. С. 10, 11.
5. **Мухоморов И. А.** Стабильность свойств формовочной смеси // Литейное производство. 2005. № 6. С. 43—45.
6. **Берг П. П.** Формовочные материалы. М.: Машгиз, 1963. 408 с.
7. **Шабанов В. Б., Задорожный В. И., Богун О. П.** Автоматизированная разработка технологии изготовления отливок в единичном и мелкосерийном производстве // Литейное производство. 2000. № 2. С. 20, 21.

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, д-р техн. наук (МГИУ),
А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (МГУПИ), А. И. САВКИН, e-mail: vestmash@mashin.ru

Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 3*

Представлено окончание анализа, доказывающего недостатки теоретической работы А. И. Белоусова, посвященной построению теории тепловых процессов резания.

Ключевые слова: теория резания, тепловые процессы, сила резания, пластическая деформация, температура плавления, температура резания.

The ending of analysis, showing the drawbacks of A. I. Belousov's theoretical work, devoted to construction a theory of cutting thermal processes, is presented.

Keywords: cutting theory, thermal processes, cutting force, plastic deformation, melting temperature, cutting temperature.

Для получения уравнения, определяющего угол Ф плоскости сдвига, А. И. Белоусов в работе [1] без каких-либо обоснований определяет точку K' (см. В. М.5, с. 59, рис. 8) отхода стружки от поверхности резца с помощью прямой $B'K'$, перпендикулярной к плоскости сдвига $A'B'$. При этом у автора получается, что прямая $B'K'$ наклонена к передней поверхности резца под углом Ф. Но в этом случае согласно известной формуле (13) (В. М.5, с. 59) для обычно встречающихся на практике значений $k_c = 2{,}5 \div 2{,}7$ угол B′K′A′ наклона к передней поверхности резца $\Phi \approx 20°$, т. е. более чем в 2 раза отличается от аналогичного угла BDO (см. рис. 45 в работе [2]), равного 45° согласно экспериментам в работе [3]. Определение положения точки K' отхода стружки, данное А. И. Белоусовым, совер-

* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1÷5 за 2010 г. (далее В. М.1÷В. М.5), продолжение — № 7 за 2010 г.

шенно не согласуется и с экспериментальными данными работы [4].

А. И. Белоусов разделяет зону контакта на участок $A'C'$, соответствующий пластическому трению, и участок $C'K'$, соответствующий упругому трению. При этом он принимает длину участка $A'C'$ равной длине плоскости сдвига $A'B'$ и из середины последней в точке D намеренно проводит прямую DC' таким образом, чтобы она казалась параллельной прямой $B'K'$ и можно было полагать, что $\angle C'DA' = 90°$, а $\angle DC'A' = \Phi$. Из этого он выводит, что

$$\sin\Phi = 0{,}5A'B'/A'C'. \qquad (40)$$

Выражение (40) смело можно считать подтасовкой, поскольку при $A'D = 0{,}5\,A'B'$ и $A'C' = A'B'$ $\angle DC'A'$ равен 30°, а вовсе не произвольной величине Φ, как это пытается представить автор, умело используя соответствующий чертеж с крайне редко встречающимся на практике частным значением $\Phi = 30°$ ($k_c = 1{,}7$ при $\gamma = 0$). В том, что на рис. 37 работы [1, с. 69] угол $\Phi = 30°$, легко убедиться, приложив к нему транспортир. Приступая к анализу и воспроизводя рис. 37 из работы [1], мы не придали значения этой "тонкости" и использовали произвольный угол $\Phi \neq 30°$. В результате на полученном рис. 8 (В. М.5, с. 59) длина отрезка $A'C'$ заметно отличается от длины отрезка $A'B'$.

Затем в выражении (40) А. И. Белоусов без всякого пояснения удивительным образом заменяет *геометрические отрезки* $A'B'$ и $A'C'$ *на тепловые потоки* $Q_д$ *и* $W_{тр}$ [впрочем, если, как мы видели ранее (см. В. М.5, с. 64), автор считает возможным складывать энергию с мощностью, то нет ничего удивительного и в его уверенности в правомерности записи 1 м = 1 Дж]. А ведь геометрическую пропорцию в правой части равенства (40) даже формально математически можно заменить на пропорцию тепловых потоков только в том случае, если формулы, определяющие оба тепловых потока, можно записать в виде $Q_д = kA'B'$, $W_{тр} = kA'C'$, где k — *одинаковый* в обоих случаях коэффициент. Интересно заметить, что с учетом принятого А. И. Белоусовым равенства $A'B' = A'C'$ для корректного написания пропорции должно выполняться равенство $Q_д = W_{тр}$, которое на самом деле не выполняется. К тому же у автора тепловые потоки выражаются совершенно разными формулами [1, с. 70]:

$$Q_д = \left[0{,}21 + e^{-\frac{0{,}2h_1 v_0 \cos(\Phi-\gamma)}{a}}\right] \times$$
$$\times\,(T_{плав} - T_з)h_1 b v_0 c\rho; \qquad (41)$$

$$W_{тр} = (\sqrt{\lambda c\rho} + \sqrt{(\lambda c\rho)_р})\,T_{плав} b\sqrt{\frac{h_1 v_0}{\cos(\Phi-\gamma)}}, \qquad (42)$$

которые никоим образом не могут быть приведены к указанному пропорциональному виду. В этих формулах $(\lambda c\rho)_р$ — показатели материала резца, а остальные физические показатели относятся к материалу заготовки.

Несколько далее мы расскажем про интересные "математические" особенности теплового потока $Q_д$, определяемого формулой (41). А пока отметим, что, получив выражение (42), автор на этом не остановился, указав, что работа $W_{тр}$ трения является частью общей мощности $Q = P_z v_0$, а потому на основании уравнения (39) (В. М.5, с. 64)

$$W_{тр} = \frac{(\sqrt{\lambda c\rho} + \sqrt{(\lambda c\rho)_р})\,T_{плав} b}{1 + \sin\gamma} = \sqrt{\frac{h_1 v_0}{\cos(\Phi-\gamma)}}. \qquad (43)$$

Понять, как работа может являться частью мощности, весьма трудно. Но еще труднее понять, почему уравнение (39) предписывает разделить на $(1 + \sin\gamma)$ входящий в него самостоятельный член $W_{тр}$, полностью определяемый формулой (42). Это равносильно записи: $y = x/2$ — формула (39), где $x = d$ — формула (42), поэтому на основании первого уравнения $x = d/2$ — формула (43). В результате из сравнения формул (42) и (43) видно, что А. И. Белоусов получил новое "убедительное доказательство": $1 = 1 + \sin\gamma$.

Итак, автор без объяснений записывает:

$$\sin\Phi = 0{,}5A'B'/A'C' = 0{,}5Q_д/W_{тр}, \qquad (44)$$

подставляет в это выражение формулы (41) и (43), в результате чего получает трансцендентное уравнение, решая которое, можно найти угол Φ:

$$\sin\Phi =$$
$$= \frac{0{,}5\sqrt{h_1 v_0 c\rho}\left(0{,}21 + e^{-\frac{0{,}21 h_1 v_0 \cos(\Phi-\gamma)}{a}}\right)(1 + \sin\gamma)}{\sqrt{\lambda c\rho} + \sqrt{(\lambda c\rho)_р}}. \qquad (45)$$

Очевидно, что температура $T_з$ припуска заготовки в выражении (41) при делении была отброшена как ненужная. Но нам с позицией элементарной традиционной математики так и не удалось понять, куда после деления выражения (41) на выражение (43) пропал еще и член $\sqrt{\cos(\Phi-\gamma)}$, содержащий искомую величину Φ.

Получив после новой порции "убедительных доказательств" уравнение (45), автор подтвердил его высокую точность сопоставлением расчетных значений коэффициента утолщения стружки со своими экспериментальными данными, полученными при точении стали 40 с разными скоростями резания резцом из материала Т15К6 при $\gamma = 0$, $t_{об} = 1{,}5$ мм, $\varphi = 45°$, $h_1 = 0{,}15$ и 0,30 мм [1, с. 71, табл. 8]. Скорости резания варьировались в диапазоне 0,08÷3,33 м/с. После численного решения уравне-

ния (45) значения k_c определялись по формуле (13) (В. М.5, с. 59).

Но предельный анализ уравнения (45) сразу же обнаруживает в нем два крупных недостатка (в дальнейших расчетах мы будем строго следовать методике автора и использовать характеристики материалов, рекомендованные А. И. Белоусовым [1, с. 65, 66, табл. 6, 7].

Во-первых, видно, что при больших скоростях резания v_0 правая часть уравнения (45) будет расти и может превысить 1. А поскольку $\sin\Phi$ не может быть больше 1, то уравнение (45) станет просто неработоспособным. Например, для указанных автором материала резца Т15К6 ($\rho = 11100$ кг/м^3, $c = 246$ Дж/(кг · К), $\lambda = 27{,}2$ Вт/(м · К), $a = 0{,}1 \cdot 10^{-4}$ м^2/с) и стали 40 ($\rho = 7810$ кг/м^3, $c = 515$ Дж/(кг · К), $\lambda = 45{,}6$ Вт/(м · К), $a = 0{,}114 \cdot 10^{-4}$ м^2/с) при $\gamma = 0$ и $h_1 = 0{,}3 \cdot 10^{-3}$ м уравнение (45) принимает вид $\sin\Phi = 1{,}57\sqrt{v_0}\,[0{,}21 + \exp(-5{,}53 v_0 \cos\Phi)]$.

При $v_0 \geqslant 1$ м/с значение экспоненты становится настолько малым, что им можно пренебречь. В результате получим: $\sin\Phi = 0{,}33\sqrt{v_0}$, откуда видно, что при $v_0 = 9{,}2$ м/с наступит равенство $\sin\Phi = 1$, т. е. $\Phi = 90°$ и $k_c = 0$. Таким образом, при данной скорости резания стружка будет иметь нулевую толщину, т. е. перестанет образовываться, что есть полный абсурд. При бóльших скоростях получится, что $\sin\Phi > 1$, т. е. уравнением А. И. Белоусова нельзя пользоваться. К сведению укажем, что скорость резания 9,2 м/с не является невероятно большой. Например, в работе [3, с. 44, рис. 43] представлены результаты экспериментов, полученные при скорости резания $v_0 = 52$ м/с, а в работе [5, с. 159] представлены результаты экспериментов, полученные при скоростях резания $v_0 = 17 \div 1000$ м/с, и сообщается о зарубежных результатах, полученных при скорости $v_0 = 1200$ м/с.

Во-вторых, видно, что при малых скоростях резания $v_0 \to 0$ правая часть уравнения (45) также будет стремиться к 0. Отсюда вытекает, что $\Phi \to 0$ и $k_c \to \infty$. Это также является абсурдом, поскольку, как известно, природные процессы стремятся реализовываться с минимальными затратами энергии. Между тем при $\Phi \to 0$ непомерно возрастает длина $A'B'$ плоскости сдвига (см. рис. 8) и, соответственно, будет стремиться к бесконечности сила, необходимая для преодоления сопротивления сдвигу, что для природы ничем не мотивировано (ничто не мешает деформируемому металлу заготовки двигаться по плоскости сдвига, имеющей такую длину, при которой сила резания будет минимальной).

Для обычных значений скоростей резания мы решили провести самостоятельную проверку уравнения (45) путем сопоставления с независимыми экспериментальными данными, представленными в работе [5, с. 81, рис. 32] (те же данные имеются и в книге [4, с. 116, рис. 80]). Напомним, что эти же данные мы использовали в работе [6] для проверки собственной методики определения коэффициента утолщения стружки.

Для стали У12 ($\rho = 7760$ кг/м^3, $c = 585$ Дж/(кг · К), $\lambda = 41{,}8$ Вт/(м · К), $a = 0{,}092 \cdot 10^{-4}$ м^2/с) при $\gamma = 0$, $h_1 = 0{,}15 \cdot 10^{-3}$ м и скорости $v_0 = 1$ м/с уравнение (45) принимает вид $\sin\Phi = 1{,}24[0{,}21 + \exp(-3{,}42\cos\Phi)]$, откуда $\Phi = 17{,}5°$ и $k_c = 3{,}17$. По сравнению с экспериментальным значением $k_{cэ} = 2{,}2$ расхождение $\delta = 31$ %.

Для той же стали при $v_0 = 15$ м/с уравнение (45) принимает вид $\sin\Phi = 1{,}52[0{,}21 + \exp(-5{,}14\cos\Phi)]$, откуда $\Phi = 19°$ и $k_c = 2{,}9$. По сравнению с экспериментальным значением $k_{cэ} = 2{,}0$ расхождение $\delta = 31$ %.

Для дюралюминия ($\rho = 2670$ кг/м^3, $c = 960$ Дж/(кг · К), $\lambda = 210$ Вт/(м · К), $a = 0{,}82 \cdot 10^{-4}$ м^2/с) при $\gamma = 0$, $h_1 = 0{,}15 \cdot 10^{-3}$ м и $v_0 = 1{,}5$ м/с уравнение (45) принимает вид $\sin\Phi = 0{,}60[0{,}21 + \exp(-0{,}58\cos\Phi)]$, откуда $\Phi = 29{,}5°$ и $k_c = 1{,}77$. По сравнению с экспериментальным значением $k_{cэ} = 5{,}8$ расхождение $\delta = 228$ %.

Для дюралюминия при $v_0 = 3$ м/с уравнение (45) принимает вид $\sin\Phi = 0{,}85[0{,}21 + \exp(-1{,}15\cos\Phi)]$, откуда $\Phi = 29{,}5°$ и $k_c = 1{,}77$. По сравнению с экспериментальным значением $k_{cэ} = 3{,}7$ расхождение $\delta = 109$ %.

Для свинца ($\rho = 11\,220$ кг/м^3, $c = 125$ Дж/(кг · К), $\lambda = 33{,}5$ Вт/(м · К), $a = 0{,}24 \cdot 10^{-4}$ м^2/с) при $\gamma = 0$, $h_1 = 0{,}15 \cdot 10^{-3}$ м и $v_0 = 0{,}2$ м/с уравнение (45) принимает вид $\sin\Phi = 0{,}25[0{,}21 + \exp(-0{,}26\cos\Phi)]$, откуда $\Phi = 14{,}2°$ и $k_c = 3{,}95$. По сравнению с экспериментальным значением $k_{cэ} = 5{,}7$ расхождение $\delta = 44$ %.

Для свинца при $v_0 = 1$ м/с уравнение (45) принимает вид $\sin\Phi = 0{,}56[0{,}21 + \exp(-1{,}31\cos\Phi)]$, откуда $\Phi = 16°$ и $k_c = 3{,}49$. По сравнению с экспериментальным значением $k_{cэ} = 5{,}3$ расхождение $\delta = 52$ %.

Для свинца при малой скорости резания $v_0 = 0{,}0033$ м/с экспонента становится равной 1, и уравнение (45) принимает вид $\sin\Phi = 0{,}036$, откуда $\Phi = 2{,}1°$ $k_c = 27{,}3$. По сравнению с экспериментальным значением $k_{cэ} = 6{,}0$ расхождение $\delta = 78$ %.

Таким образом, во всех случаях расхождения расчетных и опытных данных имеют очень большую величину.

Малое значение скорости резания $v_0 = 0{,}0033$ м/с взято нами из экспериментов Н. Н. Зорева, с которыми далее проводит сопоставление А. И. Белоусов, показывая почти полное совпадение расчетных и экспериментальных результатов [1, с. 72, табл. 9].

Видимо, предварительно убедившись в том, что при малых скоростях резания расхождения становятся непомерно большими, автор решает "попра-

вить" свое уравнение (45) для эффектного сопоставления результатов расчетов с экспериментальными данными Н. Н. Зорева. В качестве "поправки" А. И. Белоусов предлагает для малых скоростей резания умножить правую часть уравнения (45) на π. При этом в последнем рассмотренном примере со сдвигом получим $\sin\Phi = 0{,}036\pi = 0{,}113$, откуда $\Phi = 6{,}5°$ и $k_с = 8{,}8$. По сравнению с экспериментальным значением $k_{сэ} = 6{,}0$ расхождение $\delta = 32$ %. Таким образом, расхождение хотя и осталось большим, но все же снизилось в 2,5 раза.

А. И. Белоусов объясняет эту поправку следующим образом [1, с. 71]: "На весьма малых скоростях резания поверхность $A'B'$ становится криволинейной (выпуклой) в сторону заготовки, о чем свидетельствуют эксперименты. Построим выпуклую поверхность деформации на диаметре $A'B'$ ..., — на рис. 8 — *штриховая дуга* $A'FB'$, — тогда площадь поверхности деформации возрастет в π раз. Во столько же увеличатся $Q_д$ и $\sin\Phi$".

Почему *условная* (!) плоскость вдруг становится выпуклой поверхностью, А. И. Белоусов логически не объясняет. Чьи конкретно и какие именно эксперименты об этом свидетельствуют, он также не указывает. Почему выпучивание образующей прямой $A'B'$ происходит строго до полуокружности автор тоже не поясняет. С той же степенью обоснованности он мог бы для лучшего подгона результатов провести и более пологую дугу, соответствующую коэффициенту $0{,}5\pi$, или же, наоборот, какую-нибудь более выпуклую параболу, соответствующую коэффициенту $1{,}5\pi$. Кроме того, А. И. Белоусов почему-то ограничился простым умножением правой части уравнения (45) на π, в то время как при замене прямой $A'B'$ на дугу $A'FB'$ должны измениться и сами члены этого уравнения, так как изменится пропорция тепловых потоков, которая легла в "обоснование" толщины ламинарного слоя δ_2; усреднять температуру деформации придется уже в криволинейной области, в связи с чем вряд ли получится магическое число 0,215; подтасованный треугольник $A'DC'$, который лег в основу выражения (40), вообще потеряет смысл; что именно считать углом Φ сдвига для дуги сдвига $A'FB'$ (см. В. М.5, с. 59, рис. 8) тоже станет непонятно и т. д.

Автор также не дает технологам точного разъяснения, начиная с каких скоростей резания следует скачком увеличить правую часть уравнения (45) в 3,14 раза. Сначала это было использовано им при $v_0 = 0{,}0033$ м/с. Но далее [1, с. 75]. А. И. Белоусов для получения хорошей сходимости с независимыми экспериментальными данными использует увеличение в 3,14 раза и при больших скоростях (при $v_0 = 0{,}16 \div 1{,}3$ м/с, больших предыдущей скорости в 50÷400 раз). Таким образом, критерием для использования увеличения правой части уравнения (45) в 3,14 раза является необходимость лучшего подгона теоретического результата под экспериментальный. Неприятность только в том, что технологу *надо не подгонять, а надежно предсказывать результат.*

Однако автор озабочен не цельностью и логической строгостью разрабатываемой теории, а именно подгоном ее расчетных формул под используемые для сравнения экспериментальные результаты. Поэтому при получении разных формул у А. И. Белоусова одна и та же величина принимает совершенно разные значения. Так, при получении формулы, определяющей силу резания, автора уже не устраивают значения $Q_д$ и $W_{тр}$, использованные при получении уравнения (45) для определения угла сдвига Φ и определяемые формулами (41) и (43).

Для получения иной формулы, определяющей тепловой поток $Q_д$, автор, который сначала утверждал, что есть только главный тепловой поток Q_n вдруг вводит дополнительный новый поток Q_{-n}, показанный на рис. 8 (В. М.5, с. 59) штриховой стрелкой. А. И. Белоусов пишет [1, с. 68, 69]: "Количество теплоты, отходящее от плоскости деформации в обратном направлении (направление главного теплового потока Q_n) с учетом уравнения" (28) (В. М.5, с. 63):

$$Q_n = 0{,}215(T_{плав} - T_з)h_1 b v_0 c\rho. \qquad (46)$$

"Таким образом, от плоскости деформации отходят в обе стороны два одинаковых потока Q_n и Q_{-n}. Следовательно, общее количество теплоты, возникающее в результате деформации, у плоскости деформации имеет следующее выражение:

$$Q_д = \Delta U = 0{,}43(T_{плав} - T_з)h_1 b v_0 c\rho. \qquad (47)$$

Это и есть главное тепловыделение в зоне резания".

Возникает вопрос, почему автор не ввел в рассмотрение поток Q_{-n} сразу, а упомянул о нем много позже. Ответ состоит в том, что температуру этого потока, идущего в стружку, нельзя там усреднить, поскольку, в соответствии с разъяснением А. Н. Резникова, все элементы стружки находятся в одинаковых условиях. Следовательно, поток Q_{-n} должен был бы нести в стружку первоначально постулированную температуру плавления $T_{плав}$, а вовсе не температуру $0{,}215T_{плав}$.

Итак, А. И. Белоусов привел читателей к выражению (47), которое понять физически очень трудно, если вообще возможно. Согласно этому выражению, сначала обрабатываемый материал, расплавившись в плоскости сдвига, образовал тепловой поток Q_n, который вернулся назад в заготовку и там усреднил температуру до величины $0{,}215T_{плав}$. Затем этот поток с усредненной температурой вернулся в плоскость сдвига, уменьшил там температуру с $T_{плав}$ до $0{,}215T_{плав}$ (см. предшествующие рассуждения А. И. Белоусова), после че-

го понесся дальше в стружку, загадочно удвоив при этом общее количество имевшейся в нем теплоты.

В принципе, если бы автора не устроило значение коэффициента, равное 0,43, то, подведя соответствующую "логическую" базу, можно было бы с той же степенью обоснованности получить и совсем другие значения. Например, в духе приведенной выше цитаты А. И. Белоусова можно сказать: "Таким образом, от плоскости деформации отходят в разные стороны три одинаковых потока, третий из которых уходит в окружающую среду (т. е. в направлении от A' к B'". В результате общее количество теплоты определится уже не коэффициентом 0,43, а коэффициентом 0,645. А можно сказать, что одинаковых потоков — четыре, причем четвертый уходит в резец. Тогда коэффициент станет равным уже 0,86.

Дело в том, что поскольку температура не определялась, как положено, из разделения тепловых потоков, а была просто постулирована и, следовательно, не зависит от числа потоков и их соотношения друг с другом, то дальше можно придумать что угодно, например сказать, что один поток в 2 раза меньше другого. Тогда коэффициент можно будет еще раз соответствующим образом изменить.

Сравнивая выражения (47) и (41), видим, что автор получил еще и "убедительное доказательство" того, что

$$0{,}22 = e^{-\frac{0{,}21 h_1 v_0 \cos(\Phi - \gamma)}{a}}. \qquad (48)$$

Между тем, например, в рассмотренном выше первом примере для свинца правая часть выражения (48) равна 0,77, в связи с чем получается оригинальное равенство 0,22 = 0,77.

Далее автор решил в третий раз исправить величину мощности трения $W_{тр}$ (заранее отметим, что если раньше автор неоднократно называл эту величину мощностью, то в приводимом далее тексте называет уже работой; очевидно, автор твердо считал, что работа и мощность — это одно и то же, поскольку ранее уже складывал работу с мощностью). Итак, А. И. Белоусов пишет [1, с. 73]: "Работа трения $W_{тр}$ на передней грани резца превращается в два потока тепла: в стружку $Q_с$ и в резец $Q_р$. Пренебрегая теплотой, уходящей в резец, определим

$$W_{тр} = Q_с. \qquad (49)$$

Поскольку средняя постоянная температура $T_{ср} = 0{,}21 T_{плав}$, то, следовательно, в зоне резания имеется средняя скорость движения металла к передней грани $v_{ср} = 0{,}21 v_0 \cos\gamma$, вектор которой имеет обратное направление к потоку $Q_с$" (см. рис. 8).

В последнем утверждении полностью отсутствует логика. Непостижимо, как температура какой-либо массы может предопределять величину и направление ее скорости? Нагретый до определенной температуры гвоздь может лежать неподвижно, но можно его и метнуть в любом направлении с произвольной скоростью, совершенно не зависящей от его температуры.

Кроме того, очевидно, что металл стружки может двигаться в направлении передней грани резца только за счет пластической деформации (напомним, что ранее А. И. Белоусов утверждал, что выше линии $A'B'$ никакой пластической деформации нет; теперь же оказалось что она там есть.) Из условия неразрывности нетрудно подсчитать, за какое время, двигаясь с указанной средней скоростью, внешняя поверхность $B'B$ стружки соприкоснется с поверхностью резца и толщина стружки станет равной нулю, т. е. стружка полностью исчезнет. В опытах автора со сталью 40 скорость резания равнялась 200 м/мин, т. е. $v_0 = 3{,}33$ м/с, а толщина стружки в первое мгновение с учетом установленного коэффициента утолщения стружки равнялась $0{,}29 \cdot 10^{-3}$ м. В следующее мгновение стружка в соответствии с утверждением А. И. Белоусова начала плющиться в направлении резца со средней скоростью $v_{ср} = 0{,}21 v_0 \cos\gamma = 0{,}7$ м/с и, следовательно, она бесследно исчезнет примерно за 0,0001 с.

Но автора не интересует вопрос, куда исчезнет стружка [тем более что она уже исчезала ранее в соответствии с уравнением (45) для угла сдвига], и далее А. И. Белоусов еще дополнительно удивляет читателя утверждением: "Средняя расчетная температура $T_л$ ламинарного слоя определяется из соотношения

$$T_л = \frac{2}{3} 0{,}21 T_{плав}. \qquad (50)$$

Коэффициент 2/3 учитывает неравномерность температуры по длине контакта AC".

Итак, магическое число 0,21 проникает везде и всюду: в температуры, в тепловые потоки, в толщину ламинарного слоя и даже в скорости. Ранее автор утверждал [см. В. М.5, с. 63, пояснение к формуле (32), а также равенства (42), (43)], что температура ламинарного слоя равна постоянной величине $T_{плав}$. Теперь же кроме того, что температура ламинарного слоя упала загадочным образом до величины $0{,}21 T_{плав}$, автор еще умудрился усреднить *постоянную* величину с помощью коэффициента 2/3.

Далее после небольших математических преобразований на основе упомянутой средней скорости абсурдного полного исчезновения стружки, а также

температуры, определяемой придуманным выражением (50), А. И. Белоусов получает

$$W_{\text{тр}} = Q_{\text{с}} = \frac{0{,}03(T_{\text{плав}} - T_{\text{з}})h_1 b v_0 c\rho\cos\gamma}{\sin\Phi}. \quad (51)$$

В выражении (51) очень трудно найти общие черты с первообразом (42) кроме линейно входящей ширины b.

Далее автор пишет: "Подставляя ΔU (47) и $W_{\text{тр}}$ (51) в уравнение баланса (39), определим силу резания:

$$P_z = \frac{0{,}43(T_{\text{плав}} - T_{\text{з}})h_1 b v_0 c\rho}{1+\sin\gamma}\left(1 + \frac{0{,}07\cos\gamma}{\sin\Phi}\right) + F_{\text{з}}. \quad (52)$$

Силу трения $F_{\text{з}}$ по задней грани можно определить экстраполяцией графиков $P_z = f(h_1)$ на нулевую толщину среза".

До этого мы видели, что после деления таинственно исчезают члены типа $\sqrt{\cos(\Phi-\gamma)}$. Теперь, наоборот, появился отсутствовавший во всех первоначальных выражениях член $F_{\text{з}}$, который "можно определить" весьма загадочным образом, поскольку в реальности $\sin\Phi$ практически не бывает меньше 0,1 (при $\gamma = 0$ $\Phi = 5{,}7°$, $k_{\text{с}} = 10$), и, следовательно, при толщине среза $h_1 \to 0$ первый член правой части формулы (52) станет пренебрежимо мал. Таким образом, для определения неизвестной величины $F_{\text{з}}$ придется экстраполировать на нулевую толщину неопределенный график от искомой неизвестной величины, т. е. $P_z = F_{\text{з}}$.

Хорошо, что далее автор добавляет: "При остро заточенном резце силой трения $F_{\text{з}}$ по задней грани пренебрегаем":

$$P_z = \frac{0{,}43(T_{\text{плав}} - T_{\text{з}})h_1 b v_0 c\rho}{1+\sin\gamma}\left[1 + \frac{0{,}07\cos\gamma}{\sin\Phi}\right]. \quad (53)$$

После этого А. И. Белоусов приводит табл. 10 (которую мы сочли необходимым воспроизвести в виде табл. 1), показывающую сопоставление расчетов по формуле (53) с экспериментальными данными М. И. Клушина, полученными при точении стали 30ХГСА резцом из стали Р18 с $\gamma = 0$, $h_1 = 0{,}27$ мм, $b = 2{,}5$ мм.

Из табл. 1 видна прекрасная сходимость результатов расчетов и экспериментов, но несколько озадачивает, каким же образом автору удалось получить постоянную (и даже уменьшающуюся в конце!) силу резания при столь большом изменении скорости v_0 от 3,2 до 128 м/мин (ровно в 40 раз) и линейной зависимости от нее наиболее значимого первого дробного члена формулы (53). Ведь даже если принять, что при скорости резания $v_0 = 3{,}2$ м/мин коэффициент утолщения стружки равняется исключительно большой величине $k_{\text{с}} = 10$ ($\Phi = 5{,}7°$, $\sin\Phi = 0{,}1$), то при $\gamma = 0$ и $\cos\gamma = 1$ сомножитель в квадратных скобках будет равен 1,7. Если при этом принять, что при $v_0 = 128$ м/мин коэффициент утолщения стружки равняется очень малой величине $k_{\text{с}} = 1$ ($\Phi = 45°$, $\sin\Phi = 0{,}707$), то указанный сомножитель будет равен 1,1. Таким образом, даже в столь большом диапазоне изменения $k_{\text{с}}$ этот член способен измениться только в 1,5 раза. Если даже принять, что при $v_0 = 128$ м/мин стружка вообще исчезнет (теория А. И. Белоусова это допускает), т. е. коэффициент утолщения стружки $k_{\text{с}} = 0$, $\Phi = 90°$, $\sin\Phi = 1$, то и тогда рассматриваемый сомножитель будет равен 1,07. Таким образом, даже и в столь фантастическом случае этот член способен измениться только в 1,6 раза и не сможет компенсировать даже увеличение скорости от 32 до 6,4 м/мин (т. е. в 2 раза), не говоря уже об увеличении скорости резания до 128 м/мин (т. е. в 40 раз).

Таблица 1

Сопоставление расчетных значений силы резания с экспериментальными данными, представленное А. И. Белоусовым

v_0, м/мин	3,2	6,4	26	80	128
P_z, Н	2000	2000	2000	2000	1960
$P_{z\text{э}}$, Н	2200	2020	1960	1980	1930

Путем анализа выражения (53) несложно показать, что компенсация увеличения скорости более чем в 1,6 раза возможна только при $\sin\Phi < 0$ и, соответственно, $k_{\text{с}} < 0$. Таким образом, просто полного исчезновения стружки будет недостаточно, и очевидно, что она должна превратиться в антивещество.

Кроме табл. 1 автор также приводит следующий сопоставительный пример, раскрывающий, наконец, реальную методику определения силы $F_{\text{з}}$.

"По опытным данным ВНИИ при точении жаропрочного сплава ЭИ437 быстрорежущим резцом Р18, $\gamma = 15°$, в интервале скоростей $v_0 = 4 \div 10$ м/мин сила резания $P_{z\text{э}}$ составляет 900 Н. Определив ориентировочно $\sin\Phi$ по формуле (45), умноженной на π ($\sin\Phi = 0{,}43$), и подставив в уравнение (52), получим: $P_z = 780 + 120$ Н (сила трения)".

Таким образом, для определения силы трения $F_{\text{з}}$ надо экстраполировать силу P_z не на нулевую толщину среза, а на нулевую величину расхождения с экспериментальными данными. Для этого надо провести расчет по формуле (53) и все расхождение отнести на счет силы $F_{\text{з}}$ в формуле (52). После того расхождение станет равно нулю, и теоретический результат полностью совпадет с данными практики.

Итак, согласно формуле (52) прочностные свойства обрабатываемых материалов не оказывают никакого влияния на силу резания, хотя все известные экспериментальные результаты это влияние подтверждают (см., например, табл. 24 в работе [7]). По-

этому с большой вероятностью следует ожидать, что данная формула будет давать совершенно неправильные предсказания.

Если для примера взять при $\gamma = 0$ и одинаковых значениях h_1, b и v_0 значения остальных величин, входящих в формулу (53), указанные А. И. Белоусовым [1, табл. 6 и 9], то в результате расчета получим, что теоретическая сила резания малоуглеродистой стали 10 ($T_{плав} = 1470$ °С, $c\rho = 4300$ кДж/(м^3 · К), $\Phi = 20°10'$) в 1,12 раза больше силы резания стали 1Х18Н9Т ($T_{плав} = 1350$ °С, $c\rho = 4180$ кДж/(м^3 · К), $\Phi = 26°30'$) и в 1,25 раза больше силы резания закаленной быстрорежущей стали Р18 ($T_{плав} = 1350$ °С, $c\rho = 3760$ кДж/(м^3 · К), $\Phi = 26°30'$). Но в действительности сила резания стали 10 будет примерно в 1,7 раза меньше, чем стали 1Х18Н9Т [7, табл. 24], а при попытке резания закаленной быстрорежущей стали Р18 резец из той же стали сразу же выйдет из строя.

Что касается температуры резания, то выводить для нее формулу автору не было необходимости. Для определения этой температуры надо было только решить, чему же все-таки равна температура соприкасающегося с поверхностью резца ламинарного слоя: $T_{плав}$ или же (2/3) $0{,}21\,T_{плав}$? Но вместо этого простого пути А. И. Белоусов снова пытается создать сложную расчетную формулу. Для этого он в четвертый раз меняет значение мощности $W_{тр}$, доказывая тем самым, что любая физическая величина в исследуемом процессе может произвольно меняться по желанию автора неограниченное число раз.

В работе [1, с. 76, 77] автор пишет: "Для расчета температуры резания рассмотрим тепловые потоки в зоне резания. Количество тепла, уходящего в резец, согласно общей теории теплопроводности можно определить по известной формуле

$$Q_р = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{(\lambda c\rho)_р}\, Tb \sqrt{\frac{h_1 v_0}{\cos(\Phi - \gamma)}}. \qquad (54)$$

Аналогично определяем количество теплоты, уходящее от площадки контакта в ламинарный слой

$$Q_с = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{(\lambda c\rho)}\, Tb \sqrt{\frac{h_1 v_0}{\cos(\Phi - \gamma)}}. \qquad (55)$$

Следовательно, количество теплоты трения, возникающей за единицу времени на площадке контакта AC",

$$W_{тр} = Q_р + Q_с =$$
$$= \frac{2}{\sqrt{\pi}} \left(\sqrt{\lambda c\rho} + \sqrt{(\lambda c\rho)_р}\right) Tb \sqrt{\frac{h_1 v_0}{\cos(\Phi - \gamma)}}. \qquad (56)$$

Из сравнения выражений (54) и (55) видно, во-первых, что автор при "выводе" формулы силы резания пренебрег уходящим в резец тепловым потоком $Q_р$ совершенно необоснованно, взяв вместо левой части равенства (56) равенство (49). Например, для резца из твердого сплава ВК3 [$\rho = 14\,700$ кг/м^3, $c = 184$ Дж/(кг · К), $\lambda = 70{,}6$ Вт/(м · К)] $\sqrt{(\lambda c\rho)_р} = 13\,819$, а для заготовки из стали 30ХГСА [$\rho = 7750$ кг/м^3, $c = 500$ Дж/(кг · К), $\lambda = 38{,}4$ Вт/(м · К)], $\sqrt{\lambda c\rho} = 12\,198$. Таким образом, тепловой поток $Q_р$, которым пренебрегли в выражении (49), будет в 1,13 раза больше, чем тепловой поток $Q_с$, который оставили для рассмотрения.

Во-вторых, автор молча заменил температуру плавления $T_{плав}$ на температуру резания T. Между тем, даже для обычных конструкционных сталей температура плавления $T_{плав} = 1500$ °С, а обычная температура резания $T = 750$ °С, т. е. в 2 раза меньше. А температура плавления, например, жаропрочного сплава ХН77ТЮР $T_{плав} = 2200$ °С, в то время как его средняя температура резания при строгании $T = 400$ °С [8, табл. 26], т. е. уже в 5,5 раза меньше. Таким образом, автор необоснованной заменой $T_{плав}$ на T внес очень большую ошибку, в связи с которой числовое значение исходного выражения (42) очень сильно отличается от числового значения нового выражения (56).

Далее А. И. Белоусов вновь напоминает [1, с. 78], "что в результате работы трения ламинарный слой толщиной δ_2 при отсутствии рассеяния теплоты расплавляется", но тут же снова уменьшает температуру этого слоя на непонятную величину, называя полученное в результате выражение "реальной теплотой" (вероятно, до момента этого непонятного уменьшения теплота была нереальной). И после некоторых математических преобразований, смысл которых мы постичь не смогли [особенно ввиду таких, например, "разъяснений": "для простоты расчета полагаем, что ламинарный слой δ_2 образуется на самой плоскости деформации AB" (см. В. М.5, с. 59 рис. 8)], автор, наконец, получает нужную ему формулу:

$$T = T_{плав} \times$$
$$\times \left\{1 - \exp\left[-\frac{\sqrt{\pi}}{2} \frac{0{,}43 c\rho \sqrt{h_1 v_0 \cos(\Phi - \gamma)}}{(\sqrt{\lambda c\rho} + \sqrt{(\lambda c\rho)_р})(1 + \sin\gamma)}\right]\right\}. \qquad (57)$$

По поводу полученной формулы автор сначала говорит, что "угол деформации Φ можно заранее определить по формуле (45)", но затем, видимо, вспомнив, что это вовсе не формула, а трансцендентное уравнение, облегчает условия практического использования: "С целью упрощения расчета, не внося существенных погрешностей, можно в

большинстве случаев принять $\cos(\Phi - \gamma) = 1$". С учетом этого упрощения

$$T = T_{\text{плав}}\left\{1 - \exp\left[-\frac{0{,}381 c\rho\sqrt{h_1 v_0}}{(\sqrt{\lambda c\rho} + \sqrt{(\lambda c\rho)_{\text{р}}})(1 + \sin\gamma)}\right]\right\}. \quad (58)$$

Итак, согласно выражению (58) прочностные свойства обрабатываемых материалов на температуру резания никоим образом не влияют. Поэтому, если мы для резца из материала Т15К6 (ρ = 11 100 кг/м^3, c = 246 Дж/(кг · К), λ = 27,2 Вт/(м · К)) и одинаковых величин $\gamma = 0$, h_1 = 0,2 мм, v_0 = 1 м/с проведем расчеты по формуле (58), то окажется, что в наиболее тяжелых температурных условиях режется мягкая сталь 10 ($T_{\text{плав}}$ = 1470 °С, $c\rho$ = 4300 кДж/ /(м$_3$ · К), λ = 48,5 Вт(м · К), T = 931 °С), легче режется намного более прочная сталь 30ХГСА ($T_{\text{плав}}$ = 1440 °С, $c\rho$ = 3875 кДж/(м^3 · К), λ = = 38,4 Вт/(м · К), T = 913 °С) и уж совсем легко режется закаленная сталь Р18 ($T_{\text{плав}}$ = 1350 °С, $c\rho$ = 3784 кДж/(м^3 · К), λ = 28,0 Вт/(м · К), T = 892 °С), которую обычно используют для того, чтобы резать другие стали.

Несмотря на это, автор закончил раздел со своим выводом формулы для определения температуры резания на очень оптимистической ноте. Возможные расхождения экспериментальных и расчетных данных он объяснил тем, что они могут получиться "в результате ошибок в экспериментах при резании и тарировании естественной термопары; в результате несоответствия выбранных теплофизических свойств обрабатываемых материалов и режущих инструментов с фактическими". Саму же формулу (58) можно считать непогрешимой: "При полном соответствии выбранных теплофизических свойств с фактическими расчетные значения температуры резания лучше, чем экспериментальные, характеризуют температуру на площадке пластического контакта. При точении высокотеплопроводных металлов расчетные значения температуры резания ближе к истинным, чем экспериментальные" [1, с. 81, 82].

Подведем итог этого увлекательного анализа, открывшего множество новых "научных приемов" и расширившего наше представление о возможностях нетрадиционной математики.

Итак, для построения своей "теории" А. И. Белоусов не использовал ни одного механического показателя: ни напряжения текучести, ни предела прочности или напряжения среза, ни накопленной деформации, ни коэффициента трения. Поэтому в целом можно констатировать, что если бы работа А. И. Белоусова не являлась конгломератом грубейших предположений и ошибок, то ее следовало бы признать фундаментальной в деле отбрасывания за ненадобностью сложного математического аппарата механики сплошной среды вообще и теории пластичности в частности. Но, к сожалению, "убедительное доказательство" того, что пластически деформироваться — значит плавиться, представляет собой вовсе не доказательство, а большой набор беспочвенных категорических утверждений, частью противоречащих элементарной логике и многим известным закономерностям, а частью и просто ошибочных или являющихся подтасовками.

Вся работа А. И. Белоусова пронизана одним основополагающим волюнтаристским принципом: как только автор чего-нибудь не знает или не может аналитически определить, так он тут же, не думая о последствиях, конкретизирует это в том произвольном виде, в котором желает.

В целом работа А. И. Белоусова с ее "убедительными доказательствами" хорошо соответствует известному афоризму Генри Луиса Менкена: "Любая, даже самая сложная задача обязательно имеет простое, легкое для понимания, неправильное решение".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Тепловые** явления и обрабатываемость резанием авиационных материалов / А. И. Белоусов, П. И. Бобрик, А. З. Рахман-заде и др. // Тр. МАТИ № 64. М: Машиностроение, 1966. 179 с.

2. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 5. Определение кинематического, напряженного и деформированного состояний обрабатываемой заготовки // Вестник машиностроения. 2008. № 5. С. 61—70.

3. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982. 320 с.

4. **Полетика М. Ф.** Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. М.: Машиностроение, 1969. 148 с.

5. **Вульф А. М.** Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. 496 с.

6. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 6. Определение основных параметров процесса резания // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 64—70.

7. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 9. Практические расчеты параметров резания при точении // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 67—76.

8. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 10. Строгание и протягивание // Вестник машиностроения. 2008. № 10. С. 71—73.

УДК 621.77

Е. Н. ЧУМАЧЕНКО, д-р техн. наук (МГИЭиМ), Ю. А. ЗИМИН, д-р техн. наук (МГВМИ),
С. А. БОБЕР (ИКИ РАН), e-mail: mmkaf@miem.ru

Экспериментальное проектирование машин и процессов штамповки[1]

Рассматриваются проблемы создания гидравлического оборудования для реализации локально-непрерывного процесса пластического формоизменения заготовки. Приводятся первые результаты по процессу осадки с обкатыванием, полученные на экспериментальной установке.

Ключевые слова: штамповка с обкатыванием, схема деформирования, проектирование оборудования.

The design problems of hydraulic equipment for realization of a locally continuous process of plastic forming of billet are considered. The first results per the process of yield with running, obtained on the experimental setup, are presented.

Keywords: stamping with running, deforming scheme, hardware design.

Важнейшие отрасли машиностроения требуют производства крупногабаритных деталей, таких как панели, элементы обшивки летательных и подводных аппаратов, диски, балки, коленчатые валы и другие, из труднообрабатываемых сплавов. В настоящее время заготовки для производства этих деталей из жаропрочных и коррозионно-стойких сталей, титановых и никелевых сплавов получают на молотах и гидравлических прессах усилием 300÷750 МН, коэффициент использования металла которых в среднем не превышает 0,3, а иногда снижается до 0,05. Технический уровень существующего кузнечно-прессового оборудования не позволяет обеспечить точную горячую штамповку крупногабаритных поковок.

В настоящее время развитие новейших технологий и оборудования для многих отраслей связано с необходимостью использования еще более труднодеформируемых сплавов, получением еще более крупногабаритных поковок, изготовление которых на традиционных кузнечных машинах оказывается невозможным.

В связи с этим актуальной остается задача исследования новых схем и конструкций соответствующих специализированных кузнечных машин с целью расширения возможностей обработки металлов давлением. Одним из направлений развития технологии штамповки крупногабаритных цельноштампованных поковок является штамповка на основе комбинированного нагружения — штамповка с обкатыванием. Основной эффект, получаемый при комбинированном нагружении, — существенное снижение максимального усилия штамповки, что позволяет увеличить массу поковок, повысить стойкость инструмента и коэффициент использования металла, уменьшить металлоемкость создаваемых машин.

Этот способ деформирования относится к локальным методам обработки металлов давлением (ОМД), т. е. к процессам, в которых заготовка либо ее часть деформируется путем последовательного перемещения малого очага деформации вдоль нее. Локализация может быть усилена нагревом узкого очага деформирования и быстрым охлаждением деформированных участков.

Штамповка с обкатыванием заключается в осаживании заготовки с одновременным ее обкатыванием качающимся инструментом (верхний штамп). Инструмент имеет выпуклую в сторону заготовки поверхность и при его качании создается возвратно-поступательное перемещение площадки контакта заготовки со штампом. Причем за время деформирования площадка контакта перемещается непрерывно и многократно по всей длине заготовки. Этот способ позволяет вести непрерывное локальное деформирование, в том числе и длинных заготовок сложной формы, при одновременном снижении силы деформирования, улучшении качества получаемых изделий и повышении коэффициента использования металла. Схема процесса локального деформирования приведена на рис. 1. Верхний штамп *1* создает давление на заготовку *2*, размещенную на нижнем штампе *3*, который может быть рельефным. Под воздействием сил $P_п$ и $P_л$, действующих попеременно на правый и левый края штампа *1*, происходит его перекатывание, в результате которого поверхности штампа *1* и заготовки *2* перемещаются вправо-влево, т. е. происходит деформирование заготовки штампом.

Впервые опытные машины для штамповки с обкатыванием были спроектированы во ВНИИмет-

[1] Работа выполнена в рамках контракта П255 "Выполнение поисковых научно-исследовательских работ для государственных нужд".

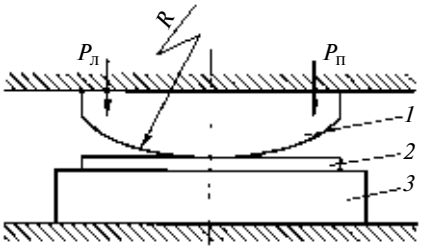


Рис. 1

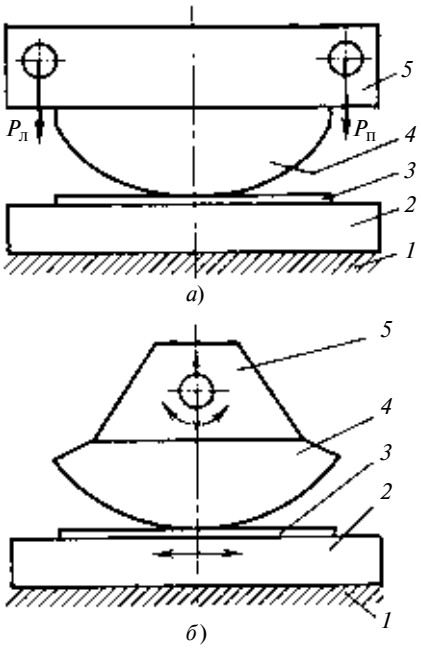


Рис. 2

маше под руководством профессора Ю. А. Зимина. На рис. 2 показаны принципиальные схемы этих машин. На столе *1* расположен нижний штамп *2* с заготовкой *3*. Верхний штамп *4* закреплен на верхней поперечине — ползуне *5*. Предусмотрены два вида привода. В первом случае (см. рис. 2, *а*) обкатывание заготовки *3* верхним штампом *4* осуществляется путем качания ползуна *5* под действием усилий $P_л$ и $P_п$, приложенных к поперечине. Во втором случае (см. рис. 2, *б*) заготовка обкатывается в результате вертикального перемещения ползуна *5* и горизонтального перемещения штампа *2* по столу *1* при совершении качательного движения верхнего штампа. Для второго случая была разработана математическая модель процесса [1, 2], которая хорошо себя зарекомендовала как при проектировании оборудования, так и при последующем прогнозировании течения деформируемого металла.

В настоящее время в Московском государственном вечернем металлургическом институте на кафедре "Обработки металлов давлением" ведутся конструкторские разработки по созданию машин первого типа. Принципиальная схема установки и фотография опытного образца оборудования для штамповки с обкатыванием (ГПШО-д) приведены на рис. 3. На поперечине *1* (швеллер) крепятся пуансон *2* и тяги *3*, посредством которых усилие передаете на поперечину *1*. Заготовка *4* устанавливается на столе *5*. Посредством гидравлических цилиндров создаются распорные усилия $P_л$ и $P_п$ между столом *5* узлами крепления к тягам *3*.

Следует отметить, что даже на самых мощных кривошипных горячештамповочных прессах (КГШП) усилием 125 и 160 МН штампуют поковки длиной до 2 м и массой всего до 150 кг, хотя масса этих прессов — 1380 и 2000 т соответственно. На самом мощном ГШП усилием 750 МН массой 22 000 т удается отштамповать стойки из титанового сплава длиной всего до 4,2 м и массой до 3,2 т, несмотря на то, что длина стола пресса равна 16 м. Эти примеры говорят о нерациональном использовании массы прессов при штамповке поковок по традиционной схеме открытой горячей штамповки.

Предложенные схема и конструкция гидравлического пресса для штамповки с обкатыванием длинномерных изделий (ГПШО-д) позволяют создать качественно новый локально-непрерывный процесс пластического формоизменения заготовки.

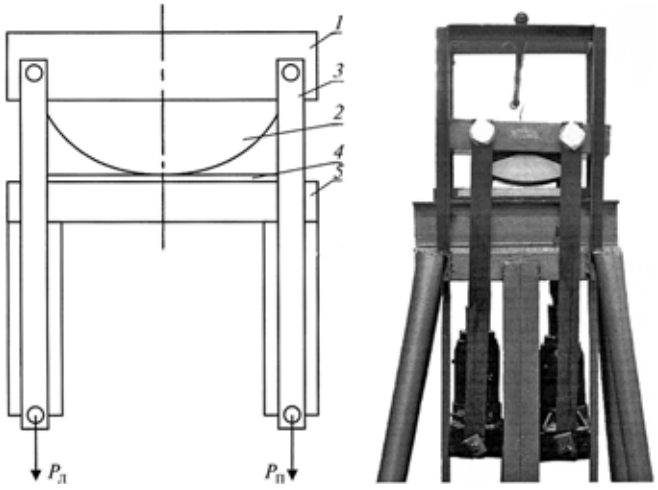


Рис. 3

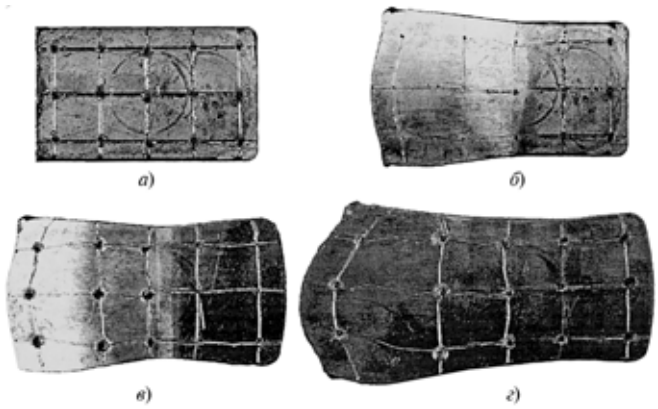


Рис. 4

УДК 658.5.001.573

Е. С. ХАНЫГИНА, А. М. ИВАНИЛОВА, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: charla@ya.ru

Разработка системы планирования на базе модели цепочки поставок промышленного предприятия

Рассмотрены подходы к построению системы планирования на производственном предприятии, а также задачи, решаемые на различных уровнях планирования в производственно-логистической цепочке поставок. Разработан бизнес-процесс построения синхронизированных планов продаж и операционной деятельности предприятия.

Ключевые слова: планирование, цепочка поставок, бизнес-процесс, моделирование.

The approaches to the planning system design on a manufacturing enterprise, and also the problems, being solved on different levels of planning in industrial-logistic delivery chains are considered. A business-process design of synchronized selling planes and of the enterprise operating activities has been elaborated.

Keywords: delivery chain, business-process, modeling.

Успешные промышленные предприятия характеризуются быстротой реакции на динамику рынка, полнотой использования оборудования, точностью отгрузок продукции. Для улучшения этих показателей необходимо использовать эффективные инструменты планирования, позволяющие не только получать сбалансированный с точки зрения производства и продаж план, но и оптимизировать его по заданным критериям.

Традиционно процесс планирования производства начинается по окончании процесса планиро-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 86)

Рассмотрим результаты опытного опробования экспериментальной модели пресса. В качестве исходных использовали свинцовые плоские заготовки размерами 50 × 30 × 10 мм. Заготовки осаживали по традиционной схеме на экспериментальной модели ГПШО-д усилием 30 кН и на испытательной машине Р-20 при усилии 190 кН, а также на ГПШО-д в двух режимах: от центра к краям заготовки (по три этапа в каждую сторону) и от края к краю заготовки (в один этап). На рис. 4 приведены характерные примеры образцов исходного (*а*) и деформированных штамповкой с обкатыванием после первого прохода влево (*б*), следующего прохода вправо (*в*) и второго прохода влево (*г*).

Сравнительный эксперимент, проведенный по вышеуказанной схеме, позволил выявить качественные и количественные отличия традиционной и предлагаемой схем деформирования. Так, анализ полученных результатов показал, что по сравнению с традиционной штамповкой на машине Р-20 осадка с обкатыванием от центра к краям на ГПШО-д дает по абсолютному удлинению увеличение в ≈ 5 раз, по абсолютному уширению уменьшение в ≈ 1,2 раза, по абсолютному обжатию увеличение в ≈ 1,38 раза при усилии, меньшем в ≈ 6,34 раза.

Осадка с обкатыванием от края до края на ГПШО-д при тех же условиях сравнения дала по абсолютному удлинению увеличение в ≈ 3,12 раза, по абсолютному уширению увеличение в ≈ 1,1 раза, по абсолютному обжатию увеличение в ≈ 1,2 раза при усилии, меньшем в 4,17.

Заключение

Предложенные схема и конструкция гидравлического пресса для штамповки с обкатыванием длинномерных изделий (ГПШО-д) позволяют создать качественно новый локально-непрерывный процесс пластического формоизменения заготовки. Исследование процесса осадки с обкатыванием на экспериментальной модели подтвердило новое его качество в сравнении с традиционным процессом осадки, когда верхний штамп полностью перекрывает собой всю поверхность заготовки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Расчет** процессов штамповки с обкатыванием методом конечных элементов / Е. Н. Чумаченко, И. Н. Афанасьев, В. К. Белянинов, Ю. А. Зимин // Кузнечно-штамповочное производство 1985. № 7. С. 6—8.

2. **Чумаченко Е. Н., Логашина И. В.** Математическое моделирование и оптимизация процессов деформирования материалов при обработке давлением. М.: ЭКОМЕТ, 2008. 400 с.

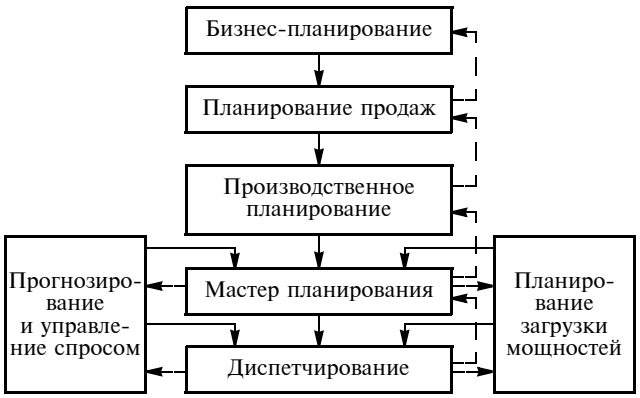


Рис. 1. Схема традиционного производственного планирования

вания продаж. Заданный уровень продаж является входящими данными для производственного плана и определяет необходимый уровень выпуска продукции в разрезе номенклатурных позиций. По уровню выпуска продукции начинается расчет необходимых производственных мощностей, строится план поставок материалов, сырья и комплектующих изделий для обеспечения производства необходимыми ресурсами.

На рис. 1 приведена схема традиционного планирования, в котором заложен механизм обратной связи, когда с нижнего уровня планирования подаются сигналы на верхний уровень в случае возникновения дисбаланса между входящими данными и данными на выходе. Например, если отдел продаж спускает план, который заведомо не может быть выполнен при существующих производственных ограничениях, теоретически отдел производственного планирования может обратиться в отдел продаж с просьбой скорректировать план. Однако на практике это приводит к конфликту функциональных подразделений: отдел продаж винит производство в неэффективности и медлительности, а производство считает, что маркетинг продажи чрезмерно оптимистичен и планирует то, что производство выполнить не может [1]. В результате производство вынуждено подстраиваться под продажи, рискуя полностью сорвать собственный график. Таким образом, процесс состыковки планов занимает больше времени и обходится компании намного дороже.

Альтернативой является концепция планирования продаж и операционной деятельности, схема которой показана на рис. 2 [2]. В ее основе заложен следующий тезис: для того чтобы сгенерировать достаточные для сбалансированного соотношения поставок и спроса мощности, производственный план должен разрабатываться, реализовываться и контролироваться совместно с отделом продаж. Таким образом, оба плана должны составляться параллельно, базируясь на одних и тех же входных данных, что позволит на этапе их разработки устранить дисбаланс между производством и сбытом и существенно снизить риски невыполнения заявленных планов. Кроме того, совместное планирование улучшает коммуникации функциональных подразделений и улучшает микроклимат предприятия.

Концепция планирования продаж и операционной деятельности ориентирована на преодоление внутренних ограничений производства и сбыта. Однако в условиях меняющейся конкурентной среды, региональной и глобальной экспансии этого недостаточно. Промышленные предприятия должны вовлекать не только внутренние функциональные подразделения в процесс планирования, но и внешних партнеров в цепочке поставок.

С переходом на новый уровень развития производственного планирования задача формирования сбалансированного плана остается. Изменения затрагивают саму модель построения планов, при которых система планирования базируется на модели производственно-логистической цепочки, включающей производственные мощности, склады, транспортную сеть, производственные мощности поставщиков сырья, материалов, комплектующих изделий.

Преимущества нового подхода заключаются в одновременной обработке данных для планирования (спрос, потребность в материалах, их доступность); определении узких мест в цепочке поставок, сдерживающих реализацию поставленных целей; учете производственных потерь, вызванных ограничениями ресурсов; двунаправленной оценке влияния изменений в цепочке поставок для поставщиков и потребителей; выявлении избыточных и недостаточных ресурсов; формировании плана потребности в материалах и плана загрузки мощностей.

Решение поставленной задачи производственного планирования возможно на трех горизонтах планирования:

долгосрочное — от полутора лет и более, при котором создается укрупненная модель производственно-логистической цепочки и в качестве элемен-

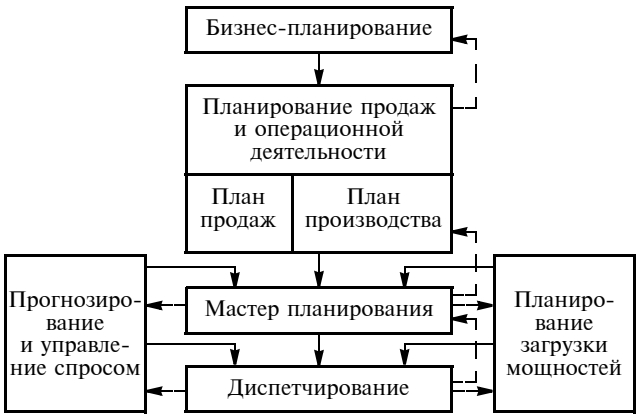


Рис. 2. Схема планирования продаж и операционной деятельности

тов включаются наиболее значимые продуктовые группы, структурные подразделения, ключевые каналы распределения и транспортировки;

среднесрочное — от полугода до полутора лет, при котором аналогично долгосрочному планированию строится укрупненная модель производственно-логистической цепочки поставок, но ввиду подробной информации о спросе (группы по размерам, группы продуктов с одинаковыми химическими свойствами) число планируемых единиц возрастает до нескольких сотен и может насчитывать более тысячи. Среднесрочная модель, как правило, содержит более детальную информацию о характеристиках объектов цепочки поставок;

краткосрочное — от одного месяца до полугода, при котором четко определяются востребованные продукты. Планирование осуществляется как поартикульно, так и по незначительным укрупненным группам.

Перечень задач на каждом уровне планирования приблизительно один и тот же, за исключением того, что при долгосрочном планировании есть возможность проанализировать влияние на бизнес инвестиционных решений, связанных со строительством, вводом в эксплуатацию и развитием производственных объектов и объектов логистической инфраструктуры. При краткосрочном планировании более точно предоставляется информация по отдельным заказам или детальным квотам под ожидаемые заказы. На среднесрочном планировании составляются бюджеты различных подразделений.

Список задач, характерных для всех уровней планирования производственно-логистической цепочки, включает в себя направления: повышение прибыльности; оптимизацию деятельности; ценообразование; повышение прозрачности производственно-логистической цепочки; планирование; оценку эффективности деятельности.

В таблице показаны примеры задач, решаемых на различных уровнях планирования.

Производственно-логистическая модель цепочки поставок в производственной сфере наиболее эффективно используется для определения структуры производства и разработки производственных планов.

Определение структуры производства включает в себя: выбор оптимального территориального расположения новых производственных объектов; экономическую оценку эффективности вывода из эксплуатации (закрытия), расширения (пуска новых производственных линий), перепрофилирования (диверсификации) отдельных производственных объектов с определением периода времени, когда данная деятельность принесет компании дополнительные экономические выгоды; построение графика инвестирования в развитие производственных линий; определение видов продукции, которые экономически оправдано производить на собственном производстве и выгодно передавать смежным предприятиям на аутсорсинг; оценку необходимости в дополнительных мощностях хранения, определение их оптимальных загрузок; оценку альтернатив по материалам и комплектующим изделиям [3].

Разработка производственного плана осуществляется с учетом следующего: реальных маршрутов согласно технологическому процессу; приоритетности удовлетворения спроса; сезонности спроса; минимизации затрат на хранение и транспортировку; сохранения уровня сервиса; ограничений по запасу сырья, материалов и комплектующих изделий.

Построение плана на основе производственно-логистической модели цепочки поставок состоит из пяти этапов (рис. 3) [4].

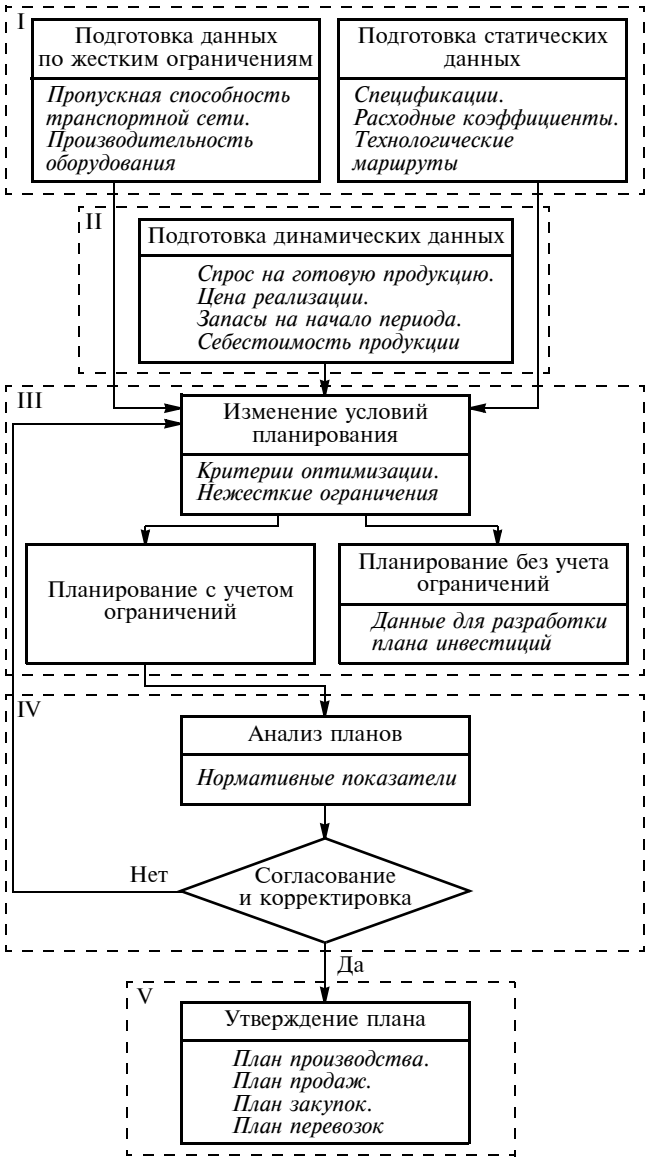


Рис. 3. Алгоритм бизнес-процесса построения плана на основе производственно-логистической модели цепочки поставок

Перечень задач, решаемых на различных уровнях планирования производственно-логистичесой цепочки поставок

Направление	Задачи
Общие задачи	
Повышение прибыльности	Расчет маржинальности выпускаемой продукции и регионов спроса. Оценка изменения структуры маржинальных продуктов и регионов спроса при изменении стоимости закупки сырья, материалов, комплектующих изделий, тарифов на электроэнергию и транспортные расходы. Анализ портфеля заказов и спроса с точки зрения прибыльности. Анализ портфеля заказов и спроса с точки зрения загрузки оборудования. Поиск путей повышения прибыльности при условии снижения загрузки производственных мощностей
Оптимизация деятельности	Выбор поставщиков сырья, материалов, комплектующих изделий. Расчет объемов закупок. Расчет партии закупок в зависимости от предоставляемых скидок. Анализ условий перевозок. Оценка потребности в транспорте. Выбор наиболее выгодного размещения заказа при наличии нескольких производственных объектов в цепочке поставок. Анализ производственных маршрутов с точки зрения оптимальности производства. Минимизация незавершенного производства при сохранении заданного уровня сервисного обслуживания. Расчет запасов сырья, материалов, комплектующих изделий, необходимых для выполнения производственного плана и недопущения остановки производства из-за нехватки. Расчет запасов готовой продукции с учетом издержек хранения
Ценообразование	Анализ влияния изменения цены на уровень продаж и маржинальную прибыль
Повышение прозрачности производственно-логистической цепочки поставок	Построение единого непротиворечивого процесса управления производственными, транспортными, складскими активами. Получение целостного представления обо всех элементах производственно-логистической цепочки поставок, их использовании, динамики изменений на ближайшую и дальнейшую перспективу. Анализ распределения материальных и финансовых потоков внутри компании между отдельными подразделениями во взаимосвязи с внешним миром
Планирование деятельности предприятия	Увязка оперативных планов деятельности со стратегией компании. Согласование планов различных подразделений и их объединение в единый сбалансированный план. Сокращение времени планирования при изменении планов с учетом изменений на рынке и предприятии. Разработка реализуемого плана на основе оптимального использования производственных мощностей. Учет принятых заказов, новых и потенциальных заказов, краткосрочных сбытовых и долгосрочных маркетинговых прогнозов с учетом реальных возможностей производства
Анализ эффективности деятельности	Поиск "узких мест" в цепочке поставок. Анализ общих ограничений на производстве, в транспорте, при работе с поставщиками. Оценка влияния этих ограничений на прибыльность
Долгосрочное планирование	
Оценка эффективности принимаемых инвестиционных решений	Оценка эффективности ввода нового оборудования. Оценка результатов выхода на новые рынки, выпуска нового продукта. Анализ сроков ремонта оборудования. Анализ возможности переноса ремонтных работ на время минимальной загруженности оборудования. Выбор территориального расположения объектов логистической инфраструктуры. Расчет пропускной способности объектов логистической инфраструктуры, в частности, необходимых производственных мощностей
Среднесрочное планирование	
Бюджетирование	Построение сбалансированной системы бюджетирования. Сокращение времени на подготовку бюджетов. Оперативное обновление бюджетов при внезапных изменениях во внутренней или внешней средах. Расчет бюджетов по нескольким стратегиям деятельности компании
Краткосрочное планирование	
Определение сроков выполнения заказов	Сокращение сроков выполнения заказов, производственного цикла, транспортировки. Повышение точности прогнозирования дат отгрузки

На первом этапе обновляются статические данные и данные по жестким ограничениям. Статические данные включают в себя: перечни объектов логистической инфраструктуры, транспортных плеч; структуру производственных процессов; технологические маршруты; расходные коэффициенты; спецификации выпускаемой продукции. Статические данные во многом определяют взаимосвязь логистических потоков в цепочке поставок, на их основе строится модель. Жесткие ограничения, накладываемые на пропускные способности объектов логистической инфраструктуры, процессы и транспортные плечи, по объективным причинам при прочих равных условиях не подлежат изменению. Ограничениями являются: производительность оборудования, сортамент, производственные возможности поставщиков, вместимость складских помещений и т. п.

Второй этап включает в себя: подготовку меняющихся данных, которые в отличие от постоянных данных напрямую зависят от конъюнктуры рынка и ситуации (тарифы на электроэнергию, курс доллара, изменение спроса на перевозки, появление товаров субститутов, новых производителей на рынке). К меняющимся данным относятся: цены и спрос на готовую продукцию по регионам; цены на сырье, материалы, комплектующие изделия; объемы закупок в соответствии с условиями контрактов; себестоимость продукции; объемы запасов сырья, материалов, комплектующих изделий; объемы готовой продукции, незавершенного производства на начало планируемого периода; максимальный объем выпускаемых изделий с учетом графика ремонта оборудования.

Третий этап — выстраиваются различные варианты планов. Сначала план без учета ограничений при заданном критерии оптимизации, который позволяет определить "узкие" места в цепочке поставок и потребности в дополнительных ресурсах для полного удовлетворения спроса. Затем осуществляется планирование с учетом как жестких, так и нежестких ограничений. Последние могут изменяться при корректировке планов (минимальная загрузка производственных мощностей, минимальный запас на складе, удовлетворение спроса ключевых клиентов по условиям долгосрочных контрактов).

Четвертый этап — анализ сформированного плана с учетом нормативных показателей и согласование его с планом внутренних подразделений компании и партнеров по цепочке поставок. В случае несогласований выполняется корректировка плана путем варьирования нежестких ограничений и критериев оптимизации. Анализ планов, один из которых построен с учетом ограничений, а другой — без учета ограничений, позволяет выявить потенциальные области для инвестирования в цепочку поставок с целью увеличения пропускной способности.

Пятый этап — окончательная версия плана, которая утверждается руководством компании и доводится до сведения заинтересованных сторон.

Финальная версия плана включает в себя:

план продаж (вид продукции → объем продаж → → регион спроса или конкретный покупатель → → цена реализации);

план закупок (вид сырья → поставщик → объем закупок → закупочная цена);

план производства (агрегат → вид продукции → → объем производства);

план загрузки мощностей (агрегат → планируемая загрузка мощности в соответствующей размерности → максимальная загрузка мощности в соответствующей размерности → коэффициент загрузки мощностей);

план перевозок (вид перевозимой продукции → → пункт отправления → пункт назначения → объем перевозки → стоимость перевозки);

план запасов (место хранения → вид продукции → количество запасов на начало периода → количество запасов на конец периода → движение запасов);

финансовые аспекты (выручка → затраты → → прибыль → прибыль на единицу произведенной продукции).

Финансовые отчеты можно составлять по конкретному продукту, продуктовым группам, каналам распределения, ключевым клиентам и т. п.

Системы планирования на базе моделирования производственно-логистической цепочки поставок обеспечивают: прозрачность принятия управленческих решений; синхронизацию и сбалансированность планов сбыта, закупок и производственной деятельности; сценарное моделирование и оценку эффективности деятельности; оптимизацию планов по заданным критериям, включая заказы и запасы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мескон М. Х., Альберт М., Хедоури Ф.** Основы менеджмента. М.: Дело, 2004. 800 с.
2. **Уоллас Т., Сталь Р.** Планирование продаж и операций. Практическое руководство. СПб.: Питер, 2009. 272 с.
3. **Бауэрсокс Д. Дж., Клосс Д. Дж.** Логистика. Интегрированная цепь поставок. М.: Олимп-Бизнес, 2008. 640 с.
4. **Ричард Б. Чейз, Николас Дж. Эквилайн, Роберт Ф. Якобс.** Производственный и операционный менеджмент. М.: Издательский дом "Вильяме", 2004. 704 с.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 62-57

Р. Г. ХАДЕЕВ, канд. техн. наук (НИИИ ВМ МО РФ, г. Москва), e-mail: khadeev@mail.ru

Механизм плавного пуска

Предложен механизм плавного пуска, отличающийся простотой конструкции, надежностью и экономичностью.

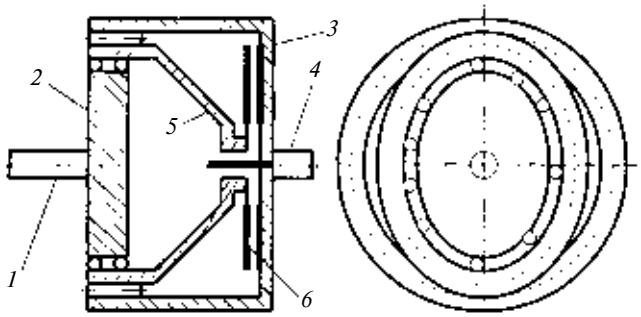
Ключевые слова: инертные машины, двигатель, пуск, трение, перегрузка.

A mechanism of smooth start, characterized by the design simplicity, reliability, and economy, is proposed.

Key words: inert machines, engine, start, friction, overloading.

В современном машиностроении остро стоит проблема пуска мощных производственных агрегатов, что особенно актуально для инерционных машин. Так, вентиляторы отличаются большими моментами инерции, в 200 раз превосходящими момент инерции на валу двигателя, что обусловливает их продолжительный пуск. При прямом пуске двигатели длительное время подвергаются воздействию токов большой величины. Это приводит к перегреву обмоток и быстрому изнашиванию подшипников. Центрифуги и турбокомпрессоры по пусковым характеристикам во многом схожи с вентиляторным оборудованием, к тому же имеет место большой начальный пусковой момент, обусловленный трением покоя, а плавный разгон механизма требует токовых перегрузок в 3÷5 раз. Пуск дробилок, мельниц, мешалок, поршневых компрессоров и других подобных механизмов с применением тиристорных устройств плавного пуска в оборудовании этого класса в большинстве случаев возможен только в разгруженном состоянии. Применение электронных устройств плавного пуска двигателей позволяет исключить механические ударные воздействия, но при этом сохраняется токовая перегрузка, сопоставимая с перегрузкой при прямом пуске. Для транспортеров и конвейеров использование электронных устройств плавного пуска обеспечивает безударное преднатяжение в механизме, но разгон двигателя также происходит с токовой перегрузкой, сопоставимой с перегрузкой при прямом пуске. И для насосов необходим плавный пуск, чтобы избежать гидравлического удара, который может вызвать повреждения как самого насоса, так и трубопроводов и обратных клапанов. Поэтому было разработано устройство для пуска инерционных механизмов, мощных вентиляторов, центрифуг, тягодутьевых машин и прочего технологического оборудования, в которых двигатель с момента старта будет работать в расчетном режиме. Пуск и разгон механизма должны происходить без перегрузок, при этом отсутствует нагревание элементов трансмиссии и двигателя.

Для реализации предлагаемого пускового устройства можно использовать любую известную передачу с большим передаточным отношением, имеющую один вход и два выхода, например, планетарную, волновую и передачу со свободными телами качения, с роликовым, шаровым или эвольвентным зацеплениями. Два выхода передачи подключены к ведомому валу: один — непосредственно, второй — через фрикционную муфту. Тогда, например, для волновой передачи с передаточным отношением $i = 100$ (рисунок) в момент пуска генератор волн (эксцентрик), подключенный к валу двигателя, сделав один оборот, сместит гибкий эле-



Устройство для плавного пуска:
1 — вал двигателя; *2* — эксцентрик (генератор волн); *3* — венец, соединенный с ведомым валом; *4* — ведомый вал; *5* — гибкий элемент, соединенный с фрикционной муфтой, ответный диск которой установлен на ведомом валу

мент относительно венца на один зуб. Если венец подключен к одному диску фрикционной муфты, а гибкий элемент — к другому, то произойдет проскальзывание, Диски фрикционной муфты сместятся относительно друг друга на одну сотую оборота. Сила трения между дисками приведет к потере, пропорциональной коэффициенту трения и величине относительного взаимного скольжения дисков. При $i = 100$ относительное скольжение дисков фрикционной муфты равно одной сотой оборота ведомого вала на один оборот вала привода. В то же время благодаря силе трения произойдет частичное блокирование передачи, возникшее усилие от крутящего момента вала двигателя, приложенное ко всему механизму, начнет раскручивать ведомый вал. Вся оставшаяся энергия двигателя за вычетом потерь на трение пойдет на разгон ведомого вала и потери в самой передаче. С разгоном проскальзывание дисков фрикционной муфты будет уменьшаться, потери на трение также экспоненциально уменьшатся до малозначимых величин. По окончании разгона весь механизм будет вращаться вместе с передачей как единое целое без проскальзывания во фрикционной муфте.

Волновая передача имеет два характерных недостатка: низкий (порядка 80 %) КПД; наличие слабого звена — гибкий элемент. Эти недостатки отсутствуют в передаче с промежуточными телами качения, КПД которых 94÷97 %. Кроме того, они передают значительно больший крутящий момент, чем современные зубчатые передачи. Например, можно применять дифференциальную передачу с разгруженным сепаратором[1], включенную в трансмиссию, что позволит осуществлять разгон на постоянном и наиболее выгодном режиме работы двигателя.

В некоторых случаях, например в трансмиссии ветрогенератора, можно регулировать силу трения в муфте, управляя разгоном ведомого вала при постоянном крутящем моменте на валу привода. Для этого необходимо, чтобы сила сжатия муфты являлась функцией от частоты вращения вала двигателя, т. е. силой сжатия регулировать частоту вращения вала двигателя. Регулятор может быть любым — инерционным, электронным, гидравлическим. На частоте вращения вала привода ниже оптимальной, диски фрикционной муфты будут рассоединены, т. е. пуск двигателя будет происходить без нагрузки. При достижении оптимальной частоты вращения вала диски сожмутся, возникнет трение, и частота вращения вала будет регулироваться силой сжатия. При частоте вращения выше оптимальной, увеличится сила сжатия муфты, а нагрузка на вал и частота вращения вала уменьшатся. Если частота вращения вала в силу каких-то причин снижается, регулятор уменьшает силу трения в муфте, и частота вращения восстанавливается. Пуск двигателя осуществляется на оптимальном режиме, а пуск электродвигателя может происходить на режиме холостого хода. Следовательно, для любого инерционного механизма можно использовать экономичные двигатели с малыми пусковыми моментами или синхронные машины, не имеющие пусковых моментов.

В транспортных средствах подобным образом можно выполнять механизм сцепления при малых потерях на трение и постоянном моменте сопротивления на валу двигателя. При разгоне автомобиля потери на трение невелики, он осуществляется продолжительное время без перегрева муфты, поэтому начинать движение можно на любой передаче. В свою очередь, коробка передач также может быть значительно упрощена, так как не будет происходить останова двигателя при неумелом обращении с механизмом сцепления. Кроме того, исключается и педаль сцепления.

Предлагаемый механизм во многих случаях вполне может заменить электронные устройства плавного пуска, при работе которых происходят значительные потери электроэнергии. При преобразовании частоты электрического тока тиристорным преобразователем имеют место потери от 5 до 10 % электроэнергии. При этом он отличается простотой конструкции, надежностью и экономичностью. Кроме того, данный механизм повышает безопасность агрегата, так как при заклинивании исполнительного механизма электродвигатель не выйдет из строя, не воспламенится проводка, не произойдет перегрузки сети. Двигатель будет продолжать работать в расчетном режиме, фрикционная муфта проскальзывая будет поглощать энергию до момента отключения.

[1] **Ан И-Кан, А. Е. Беляев.** Дифференциальная передача с разгруженным сепаратором // Известия Томского политехнического университета. 2005. №. 1. Т. 308. С. 132.

Выставка "Электроэнергетика России–2010"

Под таким названием на территории ЦВК "Экспоцентр" с 24 по 26 марта 2010 г. проходила международная выставка, демонстрировавшая различное энергетическое оборудование, новые системы регулирования, автоматические анализаторы, оборудование нефтегазового комплекса, трубопроводное оборудование и др. В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов.

ЗАО "Энергомаш" (г. Белгород) предложило потребителям котельное оборудование, различные сильфонные компенсаторы и другие оригинальные устройства.

Котлы-утилизаторы, позволяющие резко снизить выбросы окислов азота и серы в окружающую среду и довести их концентрацию в дымовых газах до соответствующей международным нормам. Котлы-утилизаторы изготовляют горизонтальные и вертикальные. Для максимального использования теплоты отводимых газов поверхности нагрева котлов-утилизаторов выполнены из труб со спиральным оребрением. Трубы изготовлены из углеродистых, легированных и коррозионно-стойких сталей, их длина $3 \div 21{,}5$ м, диаметр $25 \div 60$ мм. Оребренные трубы применяют в экономайзерах, пароперегревателях, испарителях и других теплообменных аппаратах.

Сильфонные компенсаторы предназначены для эффективной защиты трубопроводов для пара и горячей воды и технологических трубопроводов от статических и динамических нагрузок, возникающих при температурных деформациях и вибрациях.

Компенсационные осевые устройства выпускают двух типов: обычные и усиленные. Обычные устройства обеспечивают соосность патрубков компенсатора при монтаже и предохраняют его от повреждений. Усиленные устройства обеспечивают соосность и перемещение трубы, вдоль оси при отсутствии скользящих опор. Они имеют бóльшую массу — до 815 кг.

Стартовые компенсаторы предназначены для частичной разгрузки трубопроводов от нагрузок, возникающих при нагреве.

Разгруженные компенсаторы для компенсации осевых, сдвиговых и угловых перемещений.

ЗАО НПП "Изомат" (г. Солнечногорск Московской обл.) демонстрировало различные виды тепловой изоляции. Приведем краткое описание некоторых.

Мягкие прошитые одеяла, изготовленные из огнеупорного керамического волокна Fiberfrax. Тепловые и физические свойства изоляционных одеял сохраняются после сушки, с последующим смачиванием маслом, паром или водой. Подходят для тепловой защиты при температуре до +250 °С и в условиях высокой влажности.

Ткани, ленты и оплетки из огнеупорных керамоволокнистых материалов для изоляции при температурах до 1250 °С. Устойчивы к термоударам и химически устойчивы. Наличие нитей стекловолокна позволяет использовать их для электроизоляции или экранирования при сварке.

Клей КФФГ предназначен для склеивания волокнистой теплоизоляции и деталей из разных материалов при кладке или ремонте футеровок тепловых агрегатов, работающих при температурах $-20 \div 1300$ °С. Предел прочности при сдвиге по клеевому шву до 2,5 МПа, расход на 1 м^3 до 2 кг, время высыхания при 20 °С составляет $\approx$ 25 ч. Клей не токсичен, удовлетворяет требованиям по радиоактивности, пожаровзрывобезопасности.

Концерн УКРРОСМЕТАЛЛ показал на выставке некоторые новые типы энергетического оборудования.

Регулирующие клапаны типа РК-1 с мембранным гидравлическим приводом. В комплекте с регулирующим прибором клапаны обеспечивают поддержание заданных параметров (давление, перепад давлений, расход и уровень неагрессивных жидкостей и воды с температурой до 180 °С) на тепловых и энергетических объектах, а также защиту этих объектов от нарушений заданного гидравлического режима.

Безмасляные центробежные воздушные компрессоры типа ЦМК мощностью 110÷ 800 кВт для получения сжатого воздуха или азота при давлении $0{,}25 \div 2{,}2$ МПа с номинальной производительностью $25 \div 125$ м^3/мин.

Воздушные компрессорные установки серии ЗВШ для получения сжатого воздуха высокого давления, используемого в высоковольтных воздушных выключателях и других системах на атомных, тепловых гидроэлектростанциях и электроподстанциях электрических сетей. Мощности установок $45 \div 75$ кВт, их охлаждение водяное или воздушное.

Газовые винтовые компрессорные станции, установки и агрегаты производительностью $1 \div 120$ НМ^3/мин для сбора и подачи попутного нефтяного газа на сборный пункт, а также для использования природного газа в качестве топлива для мобильных газотурбинных электростанций, повышения избыточного давления природного газа и подачи его в качестве топлива в камеру сгорания газотурбинных электростанций.

Компания "ТЕХНОАНАЛИТ" (г. Москва) предложила российским потребителям приборы и различные регулирующие системы: химического мониторинга на ТЭС и АЭС в автоматическом режиме; контроля качества и измерения расхода промышленных стоков; контроля состава и учета объема дымовых выбросов; лабораторные и портативные приборы для различных отраслей промышленности.

Анализатор мод. AMI Deltacon Power для определения величины pH расчетным путем через определение общей электропроводности и электропроводности H-катионированной пробы. Кондуктометрическая измерительная ячейка Catcon Plas-SL анализатора имеет два отделения. Программное обеспечение анализатора имеет русифицированное меню. Анализатор не требует калибровки. Погрешность измерения электропроводимости $\pm$ 1 %, концентрации $\pm$ 0,1 pH. Эксплуатируется анализатор при температуре $-10 \div +50$ °С и относительной влажности $10 \div 90$ % без конденсации. Его габаритные размеры 850 × 280 × 200 мм, масса 12 кг. Питающее напряжение анализатора $85 \div 260$ В или 24 В $\pm$ 15 %. Он рекомендован к применению в атомной и тепловой энергетике.

Автоматический счетчик частиц мод. PM-4000 в *жидкости* для определения чистоты рабочей жидкости согласно стандарту ISO4406 (измерение содержания частиц в смазочных и гидравлических маслах — минеральных и синтетических, а также в фосфатных эфирах). Измерение основано на регистрации ослабления интенсивности излучения от лазерного светодиода. Счетчик работает

при температуре −20 ÷ 80 °С и влажности 20 ÷ 95 % без конденсации. Габаритные размеры счетчика 94 × 87 × × 46 мм. Рекомендован к применению в атомной и тепловой энергетике.

Портативная система мод. PODS анализирует содержание частиц, вязкости и температуры в гидравлических и смазочных жидкостях в режиме "On-line" или с помощью пробоотборника. Система выдает отчет об истинном состоянии масел для их использования в рабочих условиях, определяет загрязнения жидкостей в концентрациях до 90 000 частиц на миллилитр. Работает система при температуре 0 ÷ 100 °С и погрешностью ± 0,5. Габаритные размеры системы 1780 × 330 × 356 мм, масса 9,5 кг. Рекомендована для применения в атомной и тепловой энергетике.

Расходомер мод. ISCO4250 для учета расхода жидкости в безнапорных трубопроводах. Нечувствителен к пузырькам воздуха в воде, учитывает противоток и водовороты, накапливает данные о расходе в памяти, печатает отчеты и графики. Расходомер может работать в автоматическом режиме в комплекте с пробоотборником, и датчиками качества воды, образуя станцию контроля объема и качества сточных вод. Скорость измерения до 6,1 м/с с погрешностью 2 %. Расходомер работает при температуре −18 ÷ 60 °С. Электропитание осуществляется от аккумулятора или блока питания напряжением 12 ÷ 14 В. Габаритные размеры расходомера 432 × 292 × 267 мм без блока питания, масса 7,8 кг также без блока питания. Он рекомендован к применению в теплоэнергетике, металлургической, целлюлозно-бумажной и нефтехимической промышленностях.

Автоматический анализатор мод. Sigrist Oil Guard применяется на очистных сооружениях нефтеперерабатывающих предприятий и тепловой энергетики для контроля утечек нефтепродуктов в охлаждающую воду, содержания нефтепродуктов в конденсате и питательной воде котлов, а также в природных и сточных водах.

Автоматический анализатор мод. SERVOPRO 4900 для постоянного контроля выбросов при технологических процессах в различных отраслях промышленности. В анализаторе использованы преобразователи, основанные на корреляции газовых фильтров. При этом обеспечивается длительный срок эксплуатации практически без обслуживания. Концентрации определяются в автоматическом режиме.

Погрешность при работе прибора ± 1 %, питающее напряжение 220 В. Анализатор укомплектован цифровым интерфейсом мод. RS232.

Анализатор мод. SERVOTOUGH Fluegas для контроля содержания кислорода и органического недожога в дымовых и топочных газах с целью оптимизации сжигания топлива. Рекомендован к применению в теплоэнергетике, металлургической промышленности и при производстве цемента.

Вихревой счетчик мод. WBZ08 для измерения расхода газового потока (природного и неагрессивного газа) при рабочем давлении и температуре. Точность измерений зависит от общей длины устройства и условий течения потока. Для устранения влияния турбулентности и ассиметричных скоростей во входном участке счетчика расположен стабилизатор потока. Питающее напряжение 220 В переменного тока или 24 В постоянного тока. Счетчик рекомендован к применению в теплоэнергетике, металлургии, в нефтегазовом комплексе и при производстве цемента.

Ротационный счетчик для измерения и учета расхода природного и неагрессивного газов. Счетчик состоит из измерительного и счетного механизмов. Измеряет расход газа в интервале 65 ÷ 1600 м^3/ч с погрешностью ± 0,5 %. Питающее напряжение 220 В переменного тока или 24 В постоянного тока. Работает при температуре −20 ÷ 50 °С. Счетчик рекомендован к применению в теплоэнергетике, металлургической промышленности, при производстве цемента и в нефтегазовом комплексе.

ООО "АББ Автоматизация" (г. Чебоксары) представило автоматизированные системы управления.

Автоматизированные системы диспетчерского и технологического управления на базе программно-аппаратных комплексов SCADA/DMS/EMS/GMS "Network Manager" и "Micro SCADA RU", используемые в диспетчерских, на станциях и подстанциях, а также программное обеспечение для автоматизации диспетчерских пунктов.

Автоматизированные информационно-измерительные системы технического и коммерческого учета электроэнергии для оптового рынка электроэнергии и учета мощности с применением многофункциональных цифровых счетчиков.

Автоматизированные системы технологического управления и мониторинга теплотехническими процессами ГРЭС, ТЭЦ и тепловых сетей на базе ПТК Industrial IT с применением интеллектуальных контроллеров серии AC800, а также контрольно-измерительных и аналитических приборов.

Компания Geokon (США) предложила потребителям приборы для высокоточных измерений в неблагоприятных окружающих средах.

Тензодатчик мод. 4000 для дуговой сварки металлоконструкций. Работает тензодатчик при температуре −20 ÷ 80 °С.

Измеритель микротрещин мод. 4422 для измерения смещения трещин и щелей по поверхности в труднодоступных местах. Работает измеритель при температуре −20 ÷ 80 °С. Его длина 120 мм, диаметр 7,9 мм.

Пьезометры мод. 4500B и 4500C для измерения напора в трубах малого диаметра. Модель 4500B встраивается внутри трубы ∅ 19 мм, а модель 4500C — внутри трубы ∅ 12 мм. Погрешность измерения ± 0,1 %. Работают при температуре −20 ÷ 80 °С. Габаритные размеры пьезометров: мод. 4500B —длина 133 мм, диаметр 17,5 мм; мод. 4500C — длина 165 мм, диаметр 11 мм.

Титановый пьезометр мод. 4500Ti для использования в сильно коррозийных средах и в случаях длительной работы. Погрешность ± 0,1 %. Габаритные размеры пьезометра: длина 125 мм, диаметр 25,4 мм.

Инклинометр мод. 6150MEMS — прибор для измерения отклонения оси скважины от вертикали. Представляет связку электромеханических микродатчиков, соединенных между собой. Микродатчики монтируются внутри труб и передают сигналы регистратору данных. Длина инклинометра 187 мм, диаметр 32 мм. Работает при температуре −20 ÷ 80 °С.

Выставку посетило большое число специалистов из разных отраслей промышленности. Корпорацией Penn Well Co была проведена конференция, где присутствовали специалисты по электроэнергетике.

А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК