ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

7
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

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

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Алюков С. В. — Сравнительный анализ приближенных методов решения дифференциальных уравнений движения инерционно-импульсных передач 3
Попов В. А. — Исследование устойчивости исходной геометрии активных поверхностей витков и зубьев глобоидной передачи 10
Уткин В. С. — Расчет надежности индивидуального вала ременной передачи комбинированным методом при нечетких и случайных базовых параметрах 16
Дементьев А. Д. — Применение *R*-кривых для расчета остаточной прочности 19

Пашкевич М. Ф., Пашкевич В. М., Миронова М. Н. — Моделирование конструктивных схем и проектирование средств технологической оснастки на основе функциональных семантических сетей 22
Остсёмин А. А. — Методика расчета скорости плавления электродной проволоки при дуговой сварке 27
Ванчиков В. Ц. — Потенциальная энергия молекулярной связи в неподвижном граничном слое воды 30
Хорев А. И. — Теория легирования и термической обработки конструкционных ($\alpha + \beta$)-титановых сплавов высокой и сверхвысокой прочности 32
Сорокин Г. М. — О техническом прогрессе в наступившем веке 39
Калиниченко П. М., Супрун А. В. — Самоустанавливающееся уплотнение и методика его расчета 43

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

Шамаев В. А. — Подшипники скольжения из модифицированной древесины 45

Металлургическое оборудование и прокатное производство

Максимов Е. А. — Многовалковый стан с возможностью регулирования активной образующей бочек рабочих валков 49
Рубахин А. И. — Комбинированный инструмент для обработки глубоких отверстий в роликах МНЛЗ 51

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Рогов В. Е. — О получении качественных изделий из свинецсодержащих фторопластовых композиций 53
Герасимова О. В., Герасимов В. Я. — Повышение долговечности резьбовых изделий путем предварительного наклепа металла при волочении стальных прутков 59
Рогов В. А., Фомин Е. В., Фомин А. В. — Оптимизация лезвийной обработки хладостойких сталей на основе моделирования процесса резания 61

Ардашев Д. В. — Двухпараметрическая оценка эксплуатационных показателей шлифовальных кругов 63
Василенко В. Н., Татаренков Е. А., Фролова Л. Н., Копылов М. В. — Создание энергосберегающих смесителей для различных компонентов 66
Петрушин С. И., Губайдулина Р. Х. — Оптимизация этапа эксплуатации изделий машиностроения 68

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 4.. 73

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Ханыгина Е. С., Омельченко И. Н. — Разработка оптимизационной модели производственно-логистической цепочки поставок 77
Омельченко И. Н., Третьякова В. А. — Выбор стратегии управления промышленным предприятием в изменяющихся условиях 81

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

История науки и техники

Трояновская И. П. — История развития теории поворота гусеничных машин 90

Иванов А. Н. — Выставка "SIMEXPO — научное приборостроение — 2009" 95

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS, AND RELIABILITY OF MACHINES

Alyukov S. V. — Comparative analysis of approximate methods for solving differential equations of motion of the inertial pulse gears
Popov V. A. — Study of stability of the initial geometry of active surfaces of coils and teeth of the globoid gear
Utkin V. S. — Calculation of reliability of individual shaft of a belt drive by a combined method with fuzzy and random basic parameters
Dement'ev A. D. — Application of *R*-curves for calculation of the residual strength
Pashkevich M. F., Pashkevich V. M., Mironova M. N. — Simulation of the design schemes and the design of tooling on the basis of functional semantic networks
Ostsemin A. A. — Calculation technique of the electrode wire melting rate at arc welding
Vanchikov V. Ts. — Potential energy of the molecular bond in a fixed boundary layer of water
Khorev A. I. — Theory of doping and heat treatment of structural ($\alpha + \beta$) titanium alloys of high and ultrahigh strength
Sorokin G. M. — On the technical progress in the coming century
Kalinichenko P. M, Suprun A. V. — Self-aligning seal and method of its calculation

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

Shamaev V. A. — Bearings of a modified wood

Metallurgical equipment and rolling production

Maksimov E. A. — A cluster mill with the possibility of control of active generatrix of barrels of the working rolls
Rubakhin A. I. — Combined tool for the treatment of deep holes in the CCM rollers

MANUFACTURING ENGINEERING

Rogov V. E. — On receipt of quality products from lead-containing fluoroplastic compositions
Gerasimova O. V., Gerasimov V. Ya. — A longevity enhancement of threaded products by prior work hardening of the metal at drawing of steel rods
Rogov V. A., Fomin E. V., Fomin A. V. — Optimization of the edge cutting processing of cold-resistant steels based on modeling of the cutting process
Ardashev D. V. — A two-parameter estimation of working parameters of the grinding wheels
Vasilenko V. N., Tatarenkov E. A., Frolova L. N., Kopylov M. V. — Creation of power-saving mixers for the various components
Petrushin S. I., Gubaydulina R. Kh. — Optimization of the operational phase of the engineering products

Series of articles "Problems theory and practice problems of materials"

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

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Khanygina E. S., Omel'chenko I. N. — Development of an optimization model of production-logistic supply chain
Omel'chenko I. N., Tret'akova V. A. — Choosing a strategy for managing by an industrial enterprise in a changing environment

TECHNICAL INFORMATION

History of Science and Technology

Troyanovskya I. P. — History of development of the theory of rotation of tracked vehicles

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

Сдано в набор 29.04.2010. Подписано в печать 23.06.2010.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 13,23. Заказ 537.

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: alysergey@gmail.com

Сравнительный анализ приближенных методов решения дифференциальных уравнений движения инерционно-импульсных передач

Сравниваются различные приближенные методы решения нелинейных дифференциальных уравнений движения инерционно-импульсных передач на основе импульсного механизма с учетом неравномерности вращения ведущего вала и динамической характеристики приводного двигателя. По результатам анализа полученных решений выявлены наиболее рациональные методы для исследования динамики рассмотренных передач.

Ключевые слова: инерционно-импульсные передачи, импульсный механизм, математические модели, системы нелинейных дифференциальных уравнений, приближенные аналитические и численные методы, степенные ряды, сравнительный анализ.

We compare the various approximate methods for solving nonlinear differential equations of motion of the inertial-pulse gears on the basis of the impulse mechanism, taking into account the uneven rotation of the drive shaft and the dynamic characteristics of the drive motor. According to the analysis of the solutions best practices for investigating the dynamics of the considered gears were identified.

Keywords: inertial-pulse gears, pulse mechanism, mathematical models, systems of nonlinear differential equations, approximate analytical and numerical methods, power series, a comparative analysis.

В настоящее время имеется большое число разнообразных инерционно-импульсных машин и передач на основе импульсного механизма (ИМ) с неуравновешенными звеньями [1, 2], динамика которых описывается системами нелинейных дифференциальных уравнений. Для таких уравнений в общем случае не существует точных методов решения, поэтому на практике приходится применять приближенные аналитические и численные методы. Основными аналитическими методами являются методы последовательных приближений, малого параметра и разложения в степенны́е ряды [3]. Каждый из методов, имеет свои преимущества и недостатки, поэтому для выбора наиболее подходящего метода исследования динамики подобных передач необходимо их сравнить.

Математическая модель инерционно-импульсных передач может быть построена с помощью уравнений Лагранжа второго рода, имеющих вид [4]:

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

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

За обобщенные координаты при составлении уравнений (1) примем углы поворота ведущего (α) и ведомого (β) валов ИМ, являющегося основой многих конструкций инерционно-импульсных машин и механизмов.

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

$A_2 = nmab + \left(\frac{a}{k} + q\right)\left(\frac{b}{k} - q\right)nJ_3 + nmh\left(\frac{2ab}{k} + (b - a)q\right)\cos\psi$; $A_3 = J_2 + nmb^2 + \left(\frac{b}{k} + q\right)^2 nJ_3 + 2nmbh\left(\frac{b}{k} - q\right)\cos\psi$; $\psi = q(\alpha - \beta)$; $k = a + b$; J_1, J_2 — моменты инерции звеньев; 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 ИМ.

Для определения крутящего момента $M_д$, действующего на ведущий вал ИМ, воспользуемся динамической характеристикой асинхронного электродвигателя [5], учитывающей влияние электромагнитных переходных процессов:

$$M_д = M_н - T\dot{M}_д - \frac{1}{\nu\omega_{х.х}}(\dot{\alpha} - \omega_н),$$

где $M_н$ — номинальный момент ротора двигателя; $\omega_{х.\,х}$, $\omega_н$ — угловые скорости соответственно идеального холостого хода и номинальная; T — электромагнитная постоянная времени двигателя; ν — коэффициент крутизны статической характеристики.

Применяя уравнения (1), получим математическую модель инерционно-импульсного привода, представляющую собой систему нелинейных дифференциальных уравнений пятого порядка:

$$\begin{cases} A_1\ddot{\alpha} + A_2\ddot{\beta} + A_4(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 + A_6\dot{\beta}^2 = M_д; \\ A_2\ddot{\alpha} + A_3\ddot{\beta} + A_5(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 - A_6\dot{\alpha}^2 = -M_с; \\ \dot{M}_д = \frac{1}{T}\left[M_н - M_д - \frac{1}{\nu\omega_{х.х}}(\dot{\alpha} - \omega_н)\right]. \end{cases} \quad (2)$$

где $A_4 = -nmah\left(\frac{a}{k} + q\right)q\sin\psi$; $A_5 = mnbh\left(\frac{b}{k} - q\right)q\sin\psi$; $A_6 = mnkhq\sin\psi$; $M_с$ — приведенный момент сопротивления, действующий на ведомый вал ИМ.

Если приведенный момент сопротивления $M_с(\dot{\beta})$ является кусочной функцией (либо непрерывной на своей области определения, либо с конечным числом точек разрыва первого рода), то для записи этого момента в виде одного выражения можно применить прием, предложенный автором. Этот прием основан на применении функции Хевисайда и заключается в следующем.

Пусть точки $\dot{\beta}_i$, $i = 1, ..., n$ являются границами промежутков, на каждом из которых приведенный момент является аналитической функцией $M_{сi}(\dot{\beta})$. Тогда этот момент можно записать в виде:

$$M_с(\dot{\beta}) = M_{с1}X(\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}) + \sum_{i=2}^{n} M_{сi}X(\dot{\beta} - \dot{\beta}_{i-1})X(\dot{\beta}_i - \dot{\beta}) + M_{сn+1}X(\dot{\beta} - \dot{\beta}_n),$$

где функция $X(x)$ является функцией Хевисайда, при условии, что $X(0) = 0{,}5$.

Если же функция Хевисайда определена так, что $X(0) = 1$, то запись приведенного момента будет иметь вид:

$$M_с(\dot{\beta}) = M_{с1}X(\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}) + \sum_{i=2}^{n} M_{сi}[1 - X(\dot{\beta}_{i-1} - \dot{\beta})]X(\dot{\beta}_i - \dot{\beta}) + M_{сn+1}[1 - X(\dot{\beta}_n - \dot{\beta})].$$

Функцию Хевисайда можно заменить аналитической функцией, используя, например, соотношение $X(x) = \lim\limits_{N\to\infty}\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\pi}\operatorname{arctg}(Nx)\right)$. Тогда функция $M_с(\dot{\beta})$ будет аппроксимирована аналитической зависимостью. При этом система (2) не потребует рассмотрения по участкам, а может быть проанализирована в целом. Функцию Хевисайда можно аппроксимировать и рядом других аналитических зависимостей.

Если в системе (2) приведенный момент сопротивления изначально задан аналитической функцией, вопрос об аппроксимации снимается.

Для проведения сравнительного анализа решим систему (2) несколькими приближенными аналитическими методами.

Метод малого параметра. Задачи, решаемые с помощью этого метода, бывают двух типов. Первый тип изначально включает в себя малый параметр естественным образом, например в виде исходных физических параметров исследуемой системы с относительно небольшими значениями в рамках рассматриваемого подмножества области определения аргументов. Второй тип в исходной постановке такого параметра не содержит и его приходится вводить дополнительно, чтобы организовать процедуру нахождения решения по степеням этого параметра. Алгоритм введения параметра четко не определен, хотя часто предполагается, что такой параметр должен быть установлен у слагаемых с небольшими значениями относительно других членов.

Наша задача относится ко второму типу и для решения требует дополнительного введения малого параметра. Построим искомое решение.

Систему (2) перепишем в виде:

$$\begin{cases} B_1\ddot{\alpha} + B_2\ddot{\beta} + (b_1\ddot{\alpha} + b_2\ddot{\beta})\cos\psi + a_4(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2\sin\psi + a_6\dot{\beta}^2\sin\psi = M_д; \\ B_2\ddot{\alpha} + B_3\ddot{\beta} + (b_2\ddot{\alpha} + b_3\ddot{\beta})\cos\psi + a_5(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2\sin\psi - a_6\dot{\alpha}^2\sin\psi = -M_с; \\ \dot{M}_д = \frac{1}{T}(M_н - M_д - \frac{1}{\nu\omega_{х.х}}(\dot{\alpha} - \omega_н), \end{cases} \quad (3)$$

где $B_1 = J_1 + nma^2 + \left(\frac{a}{k} + q\right)^2 nJ_3$; $b_1 = 2nmah\left(\frac{a}{k} + q\right)$;

$B_2 = nmab + \left(\frac{a}{k} + q\right)\left(\frac{b}{k} - q\right)nJ_3$; $b_2 = nmh\left(\frac{2ab}{k} +\right.$

$\left. + (b - a)q\right)$; $B_3 = J_2 + nmb^2 + \left(\frac{b}{k} + q\right)^2 nJ_3$;

$b_3 = 2nmbh\left(\frac{b}{k} - q\right)$, $a_4 = -nmah\left(\frac{a}{k} + q\right)q$, $a_5 =$

$= nmbh\left(\frac{b}{k} - q\right)q$; $a_6 = nmkhq$.

Коэффициенты B_1, B_2, B_3 содержат моменты инерции J_1, J_2, J_3 звеньев инерционно-импульсной передачи и по величине значительно превышают другие коэффициенты [1]. Это то обстоятельство позволяет ввести в систему (3) так называемый малый параметр μ [3]. Система при этом примет вид:

$$\begin{cases} B_1\ddot{\alpha} + B_2\ddot{\beta} + \mu(b_1\ddot{\alpha} + b_2\ddot{\beta})\cos\psi + \\ + \mu a_4(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2\sin\psi + \mu a_6\dot{\beta}^2\sin\psi = \mu M_д; \\ B_2\ddot{\alpha} + B_3\ddot{\beta} + \mu(b_2\ddot{\alpha} + b_3\ddot{\beta})\cos\psi + \\ + \mu a_5(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2\sin\psi - \mu a_6\dot{\alpha}^2\sin\psi = -\mu M_c; \\ \dot{M}_д = \frac{1}{T}\left(M_н - M_д - \frac{1}{\nu\omega_{x.x}}(\dot{\alpha} - \omega_н)\right). \end{cases} \quad (4)$$

Нетрудно видеть, что система (3) получается из системы (4) при $\mu = 1$.

При выполнении многих технологических процессов приведенный момент сопротивления имеет характеристику сухого трения. Для определенности рассмотрим участок этой характеристики, соответствующий положительным значениям скорости ведомого вала, для которых в идеализированном варианте имеем $M_c = M \equiv \text{const}$, $M > 0$. Для участка с отрицательными значениями скорости результаты аналогичны полученным в данной статье.

Исходя из основной идеи метода малого параметра, решение системы будем искать в виде рядов:

$$\left.\begin{array}{c} \alpha = \alpha_0 + \mu\alpha_1 + \mu^2\alpha_2 + ...; \\ \beta = \beta_0 + \mu\beta_1 + \mu^2\beta_2 + ...; \\ M_д = M_{д0} + \mu M_{д1} + \mu^2 M_{д2} + ... \end{array}\right\} \quad (5)$$

При подстановке рядов (5) в систему (4) первое уравнение системы примет вид:

$$B_1(\ddot{\alpha}_0 + \mu\ddot{\alpha}_1 + \mu^2\ddot{\alpha}_2 + ...) +$$
$$+ B_2(\ddot{\beta}_0 + \mu\ddot{\beta}_1 + \mu^2\ddot{\beta}_2 + ...) + \mu[b_1(\ddot{\alpha}_0 + \mu\ddot{\alpha}_1 +$$
$$+ \mu^2\ddot{\alpha}_2 + ...) + b_2(\ddot{\beta}_0 + \mu\ddot{\beta}_1 + \mu^2\ddot{\beta}_2 + ...)]\cos\psi +$$
$$+ \mu[a_4(\dot{\alpha}_0 + \mu\dot{\alpha}_1 + \mu^2\dot{\alpha}^2 + ... - \dot{\beta}_0 - \mu\dot{\beta}_1 -$$
$$- \mu^2\dot{\beta}^2 - ...)^2 + a_6(\dot{\beta}_0 + \mu\dot{\beta}_1 + \mu^2\dot{\beta}^2 + ...)^2]\sin\psi =$$
$$= \mu(M_{д0} + \mu M_{д1} + \mu^2 M_{д2} + ...). \quad (6)$$

Второе уравнение системы (4) запишется так:

$$B_2(\ddot{\alpha}_0 + \mu\ddot{\alpha}_1 + \mu^2\ddot{\alpha}_2 + ..) +$$
$$+ B_3(\ddot{\beta}_0 + \mu\ddot{\beta}_1 + \mu^2\ddot{\beta}_2 + ...) + \mu[b_2(\ddot{\alpha}_0 + \mu\ddot{\alpha}_1 +$$
$$+ \mu^2\ddot{\alpha}_2 + ...) + b_3(\ddot{\beta}_0 + \mu\ddot{\beta}_1 + \mu^2\ddot{\beta}_2 + ...)]\cos\psi +$$
$$+ \mu[a_5(\dot{\alpha}_0 + \mu\dot{\alpha}_1 + \mu^2\dot{\alpha}_2 + ... - \dot{\beta}_0 - \mu\dot{\beta}_1 -$$
$$- \mu^2\dot{\beta}_2 - ...)^2 - a_6(\dot{\alpha}_0 + \mu\dot{\alpha}_1 +$$
$$+ \mu^2\dot{\alpha}^2 + ...)^2]\sin\psi = -\mu M. \quad (7)$$

Для третьего уравнения системы (4) получим:

$$\dot{M}_{д0} + \mu\dot{M}_{д1} + \mu^2\dot{M}_{д2} + ... =$$
$$= \frac{1}{T}[M_н - M_{д0} - \mu M_{д1} - \mu^2 M_{д2} - ... -$$
$$- \frac{1}{\nu\omega_{x.x}}(\dot{\alpha}_0 + \mu\dot{\alpha}_1 + \mu^2\dot{\alpha}_2 + ... - \omega_н)]. \quad (8)$$

Полагая в уравнениях (6)—(8) $\mu = 0$, получим порождающую систему:

$$\begin{cases} B_1\ddot{\alpha}_0 + B_2\ddot{\beta}_0 = 0; \\ B_2\ddot{\alpha}_0 + B_3\ddot{\beta}_0 = 0; \\ \dot{M}_{д0} + \frac{1}{T}M_{д0} = \frac{1}{T}\left(M_н - \frac{1}{\nu\omega_{x.x}}(\dot{\alpha} - \omega_н)\right). \end{cases}$$

При начальных условиях $t = 0$, $\alpha_0 = \alpha_{01}$, $\beta_0 = \beta_{01}$, $\dot{\alpha}_0 = \dot{\alpha}_{01}$, $\dot{\beta}_0 = \dot{\beta}_{01}$, $M_{д0} = M_{д01}$ порождающая система имеет решение:

$$\begin{cases} \alpha_0 = \dot{\alpha}_{01}t + \alpha_{01}; \\ \beta_0 = \dot{\beta}_{01}t + \beta_{01}; \\ M_{д0} = M_1\exp\left(\frac{t}{T}\right) + M_2, \end{cases}$$

где $M_1 = M_{д0} - M_н + \frac{1}{\nu\omega_{x.x}}(\dot{\alpha}_{01} - \omega_н)$;

$M_2 = M_н - \frac{1}{\nu\omega_{x.x}}(\dot{\alpha}_{01} - \omega_н)$.

Функции $\sin\psi$ и $\cos\psi$ разложим в окрестности порождающего решения $\alpha_0(t)$, $\beta_0(t)$:

$$\sin\psi = \sin q(\alpha_0 - \beta_0) + \cos q(\alpha_0 - \beta_0)[\mu q(\alpha_1 - \beta_1) +$$
$$+ \mu^2 q(\alpha_2 - \beta_2) + ...)];$$

$$\cos\psi = \cos q(\alpha_0 - \beta_0) + \sin q(\alpha_0 - \beta_0)[\mu q(\alpha_1 - \beta_1) +$$
$$+ \mu^2 q(\alpha_2 - \beta_2) + ...)].$$

Оставляя в уравнениях (6)—(8) лишь члены, содержащие параметр μ в первой степени, и учитывая разложение в ряды тригонометрических функций, получим систему для нахождения функций $\alpha_1(t)$, $\beta_1(t)$, $M_{д1}(t)$:

$$\begin{cases} B_1\ddot{\alpha}_1 + B_2\ddot{\beta}_1 + [a_4(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})^2 + \\ + a_6\dot{\beta}_{01}^2]\sin q(\alpha_0 - \beta_0) = M_{д0}; \\ B_2\ddot{\alpha}_1 + B_3\ddot{\beta}_1 + [a_5(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})^2 - \\ - a_6\dot{\alpha}_{01}^2]\sin q(\alpha_0 - \beta_0) = -M; \\ \dot{M}_{д1} + \frac{1}{T}M_{д1} = -\frac{\dot{\alpha}_1}{T\nu\omega_{х.х}}. \end{cases} \quad (9)$$

Решая систему (9) при нулевых начальных условиях, получим решение для функций $\alpha_1(t)$ и $\beta_1(t)$:

$$\begin{cases} \alpha_1 = \frac{1}{\Delta}\left((B_3M_2 + B_2M)\frac{t^2}{2} + B_3T^2M_1\exp\left(-\frac{t}{T}\right) - \right. \\ \left. - \frac{D_1}{q^2(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})^2}\sin\psi_0\right) + C_1t + C_3; \\ \beta_1 = -\frac{1}{\Delta}\left((B_2M_2 + B_1M)\frac{t^2}{2} + B_2T^2M_1\exp\left(-\frac{t}{T}\right) + \right. \\ \left. + \frac{D_2}{q^2(\dot{\alpha}_{01} + \dot{\beta}_{01})^2}\sin\psi_0\right) + C_2t + C_4, \end{cases}$$

где $\Delta = B_1B_3 - B_2^2$;

$$D_1 = (B_2a_5 - B_3a_4)(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})^2 - (B_2\dot{\alpha}_{01}^2 + B_3\dot{\beta}_{01}^2)a_6;$$

$$D_2 = (B_2a_4 - B_1a_5)(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})^2 + (B_1\dot{\alpha}_{01}^2 - B_3\dot{\beta}_{01}^2)a_6;$$

$$C_1 = \frac{1}{\Delta}\left(B_3TM_1 + \frac{D_1\cos q(\alpha_{01} - \beta_{01})}{q(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})}\right);$$

$$C_2 = \frac{1}{\Delta}\left(-B_2TM_1 + \frac{D_2\cos q(\alpha_{01} - \beta_{01})}{q(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})}\right);$$

$$C_3 = \frac{1}{\Delta}\left(-B_3T^2M_1 + \frac{D_1\sin q(\alpha_{01} - \beta_{01})}{q^2(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})^2}\right);$$

$$C_4 = \frac{1}{\Delta}\left(B_2T^2M_1 + \frac{D_2\sin q(\alpha_{01} - \beta_{01})}{q^2(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})}\right);$$

$$\psi_0 = q(\alpha_0 - \beta_0) = q[(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})t + \alpha_{01} - \beta_{01}].$$

Решение для $M_{д1}(t)$ запишется так:

$$M_{д1} = P_1 + P_2t + (C_5 + P_3t)\exp\left(-\frac{t}{T}\right) + P_4\sin\psi_0 + P_5\cos\psi_0,$$

где $P_1 = \left(C_1 + \frac{B_3M_2 + B_2M}{\nu\omega_{х.х}}\right)T$; $P_2 = -\frac{B_3M_2 + B_2M}{\nu\omega_{х.х}}$;

$$P_3 = \frac{B_3M_1}{\Delta\nu\omega_{х.х}}; \qquad P_4 = \frac{D_1T}{(1 + T^2q^2(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})^2)\Delta\nu\omega_{х.х}};$$

$$P_5 = \frac{D_1}{(1 + T^2q^2(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})^2)\Delta\nu\omega_{х.х}q(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})};$$

$$C_5 = -P_1 - P_4\sin q(\alpha_{01} - \beta_{01}) - P_5\cos q(\alpha_{01} - \beta_{01}).$$

Ограничиваясь в разложениях (5) двумя первыми членами и полагая $\mu = 1$, запишем окончательное решение системы (2) по методу малого параметра:

$$\begin{cases} \alpha = \alpha_{01} + \dot{\alpha}_{01} + \alpha_1; \\ \beta = \beta_{01} + \dot{\beta}_{01} + \beta_1; \\ M_д = M_1\exp\left(-\frac{t}{T}\right) + M_2 + M_{д1}. \end{cases}$$

Метод последовательных приближений. Первое приближение получим, основываясь на начальных условиях:

$$\begin{cases} \alpha_1 = \alpha_{01} + \dot{\alpha}_{01}t; \\ \beta_1 = \beta_{01} + \dot{\beta}_{01}t; \\ M_{д1} = M_{01}. \end{cases}$$

Используя запись системы (2) в виде (3), составим систему дифференциальных уравнений для последовательных приближений искомого решения:

$$\begin{cases} B_1\ddot{\alpha}_N + B_2\ddot{\beta}_N = M_{дN} - [a_4(\dot{\alpha}_{N-1} - \dot{\beta}_{N-1})^2 + \\ + a_6\dot{\beta}_{N-1}^2]\sin q(\alpha_{N-1} - \beta_{N-1}) - (b_1\ddot{\alpha}_{N-1} + \\ + b_2\ddot{\beta}_{N-1})\cos q(\alpha_{N-1} - \beta_{N-1}); \\ B_2\ddot{\alpha}_N + B_3\ddot{\beta}_N = -M - [a_5(\dot{\alpha}_{N-1} - \dot{\beta}_{N-1})^2 - \\ - a_6\dot{\alpha}_{N-1}^2]\sin q(\alpha_{N-1} - \beta_{N-1}) - (b_2\ddot{\alpha}_{N-1} + \\ + b_3\ddot{\beta}_{N-1})\cos q(\alpha_{N-1} - \beta_{N-1}); \\ M_{дN} = \frac{1}{T}\left(M_н - M_{дN-1} - \frac{\dot{\alpha}_{N-1} - \omega_н}{\nu\omega_{х.х}}\right). \end{cases}$$

В частности, с учетом полученного первого приближения и того, что $\ddot{\alpha}_1 = \ddot{\beta}_1 = 0$, получим систе-

му дифференциальных уравнений для второго приближения:

$$\begin{cases} B_1\ddot{\alpha}_2 + B_2\ddot{\beta}_2 = M_{д2} - [a_4(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})^2 + \\ + a_6\dot{\beta}_{01}^2]\sin\psi_0; \\ B_2\ddot{\alpha}_2 + B_3\ddot{\beta}_2 = -M - [a_5(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})^2 - \\ - a_6\dot{\alpha}_{01}^2]\sin\psi_0; \\ \dot{M}_{д2} = \frac{1}{T}\left(M_н - M_{д1} - \frac{\dot{\alpha}_1 - \omega_н}{\nu\omega_{х.х}}\right). \end{cases} \quad (10)$$

Решая систему (10) при заданных начальных условиях, получим второе приближение решения системы дифференциальных уравнений (2). Для момента двигателя второе приближение имеет вид: $M_{д2} = M_3 t + M_{д01}$, где $M_3 = \frac{1}{T}\left(M_н - M_{д01} - \frac{\dot{\alpha}_{01} - \omega_н}{\nu\omega_{х.х}}\right)$.

Для угла поворота ведущего вала второе приближение запишется так:

$$\alpha_2 = \frac{1}{\Delta}\left(K_1\frac{t^3}{3} + K_2\frac{t^2}{2} + \frac{K_3}{q(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta})}\sin\psi_0\right) + C_6 t + C_7,$$

где $K_1 = \frac{1}{2}M_3B_3$; $K_2 = M_{д01}B_3 + MB_2$; $K_3 = \frac{1}{q}\left(\frac{(B_2\dot{\alpha}_{01}^2 + B_3\dot{\beta}_{01}^2)a_6}{\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01}} - (B_2a_5 - B_3a_4)(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})\right)$;

$C_6 = \dot{\alpha}_{01} - \frac{K_3}{\Delta}\cos q(\alpha_{01} - \beta_{01})$; $C_7 = \alpha_{01} - \frac{K_3}{\Delta q(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})} \times \sin q(\alpha_{01} - \beta_{01})$.

Для угла поворота ведомого вала второе приближение найдется по выражению

$$\beta_2 = \frac{1}{\Delta}\left(K_4\frac{t^3}{3} + K_5\frac{t^2}{2} + \frac{K_6}{q(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta})}\sin\psi_0\right) + C_8 t + C_9,$$

где $K_4 = -\frac{1}{2}M_3B_2$; $K_5 = -M_{д01}B_2 + MB_1$;

$$K_6 = -\frac{1}{q}\left(\frac{(B_1\dot{\alpha}_{01}^2 + B_2\dot{\beta}_{01}^2)a_6}{\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01}} + (B_2a_4 - B_1a_5)(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})\right);$$

$$C_8 = \dot{\beta}_{01} - \frac{K_6}{\Delta}\cos q(\alpha_{01} - \beta_{01});$$

$$C_9 = \beta_{01} - \frac{K_6}{\Delta q(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})}\sin q(\alpha_{01} - \beta_{01}).$$

Ограничиваясь для углов поворота α и β вторым приближением, найдем третье приближение для двигателя:

$$M_{д3} = \frac{1}{T}\left[\left(M_н + \frac{\omega_н}{\nu\omega_{х.х}} - M_{д01}\right)t - M_3\frac{t^2}{2} - \frac{1}{\Delta\nu\omega_{х.х}}\left(K_1\frac{t^3}{3} + K_2\frac{t^2}{2} + \frac{K_3\sin\psi_0}{q(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})} - \frac{C_6 t}{\nu\omega_{х.х}}\right)\right] + C_{10},$$

где $C_{10} = M_{д01} + \frac{K_3\sin q(\alpha_{01} - \beta_{01})}{T\Delta\nu\omega_{х.х}q(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})}$.

Метод разложения в степенны́е ряды. По этому методу решение системы (2) будем искать в виде:

$$\begin{cases} \alpha = \alpha(0) + \frac{\dot{\alpha}(0)}{1!}t + \frac{\ddot{\alpha}(0)}{2!}t^2 + \frac{\dddot{\alpha}(0)}{3!}t^3 + ...; \\ \beta = \beta(0) + \frac{\dot{\beta}(0)}{1!}t + \frac{\ddot{\beta}(0)}{2!}t^2 + \frac{\dddot{\beta}(0)}{3!}t^3 + ...; \\ M_д = M_д(0) + \frac{\dot{M}_д(0)}{1!}t + \frac{\ddot{M}_д(0)}{2!}t^2 + \frac{\dddot{M}_д(0)}{3!}t^3 + ... \end{cases} \quad (11)$$

Значения $\alpha(0)$, $\beta(0)$, $M_д(0)$, $\dot{\alpha}(0)$, $\dot{\beta}(0)$ найдем из начальных условий: $\alpha(0) = \alpha_{01}$, $\beta(0) = \beta_{01}$, $M_д(0) = M_{д01}$, $\dot{\alpha}(0) = \dot{\alpha}_{01}$, $\dot{\beta}(0) = \dot{\beta}_{01}$.

Значения вторых производных углов поворота α и β, а также первой производной момента двигателя при $t = 0$ найдем, решив уравнения системы (2) относительно старших производных:

$$\begin{cases} \ddot{\alpha}(0) = \frac{M_{д01}A_{30} + MA_{20} + (A_{20}A_{50} - A_{30}A_{40}) \times}{A_{10}A_{30} - A_{20}^2} \rightarrow \\ \rightarrow \frac{\times (\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})^2 - (A_{20}\dot{\alpha}_{01}^2 - A_{30}\dot{\beta}_{01}^2)A_{60}}{}; \\ \ddot{\beta}(0) = \frac{-M_{д01}A_{20} - MA_{10} + (A_{20}A_{40} - A_{10}A_{50}) \times}{A_{10}A_{30} - A_{20}^2} \rightarrow \\ \rightarrow \frac{\times (\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})^2 + (A_{10}\dot{\alpha}_{01}^2 + A_{20}\dot{\beta}_{01}^2)A_{60}}{}; \\ \dot{M}_д(0) = \frac{1}{T}\left(M_н - M_{д01} - \frac{\dot{\alpha}_{01} - \omega_н}{\nu\omega_{х.х}}\right), \end{cases}$$

где $A_{10} = B_1 + b_1\cos q(\alpha_{01} - \beta_{01})$; $A_{20} = B_2 + b_2\cos q(\alpha_{01} - \beta_{01})$; $A_{30} = B_3 + b_3\cos q(\alpha_{01} - \beta_{01})$; $A_{40} = a_4\sin q(\alpha_{01} - \beta_{01})$; $A_{50} = a_5\sin q(\alpha_{01} - \beta_{01})$; $A_{60} = a_6\sin q(\alpha_{01} - \beta_{01})$.

Найдем значения производных переменных коэффициентов A_i ($i = 1, ..., 6$) при $t = 0$:

$$\dot{A}_1(0) = -b_1 q(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})\sin q(\alpha_{01} - \beta_{01});$$

$$\dot{A}_2(0) = -b_2 q(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})\sin q(\alpha_{01} - \beta_{01});$$

$$\dot{A}_3(0) = -b_3 q(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})\sin q(\alpha_{01} - \beta_{01});$$

$$\dot{A}_4(0) = a_4 q(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})\cos q(\alpha_{01} - \beta_{01});$$

$$\dot{A}_5(0) = a_5 q(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})\cos q(\alpha_{01} - \beta_{01});$$

$$\dot{A}_6(0) = a_6 q(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})\cos q(\alpha_{01} - \beta_{01}).$$

Продифференцировав систему (2) и решив ее относительно старших производных, найдем значения третьих производных углов α и β и второй производной момента двигателя при $t = 0$:

$$\begin{cases} \dddot{\alpha}(0) = \dfrac{A_{30}S_1 - A_{20}S_2}{A_{10}A_{30} - A_{20}^2}; \\ \dddot{\beta}(0) = \dfrac{A_{10}S_2 - A_{20}S_1}{A_{10}A_{30} - A_{20}^2}; \\ \ddot{M}_{\text{д}}(0) = -\dfrac{1}{T}\left(\dot{M}_{\text{д}}(0) + \dfrac{\ddot{\alpha}(0)}{\nu\omega_{\text{х.х}}}\right), \end{cases}$$

где $S_1 = \dot{M}_{\text{д}}(0) - \dot{A}_1(0)\ddot{\alpha}(0) - \dot{A}_2(0)\ddot{\beta}(0) - \dot{A}_4(0)(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})^2 - 2A_{40}(0)(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})[\ddot{\alpha}(0) - \ddot{\beta}(0)] - \dot{A}_6(0)\dot{\beta}_{01}^2 - 2A_{60}\dot{\beta}_{01}\ddot{\beta}(0);$

$S_2 = -\dot{A}_2(0)\ddot{\alpha}(0) - \dot{A}_3(0)\ddot{\beta}(0) - \dot{A}_5(0)(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})^2 - 2A_{50}(0)(\dot{\alpha}_{01} - \dot{\beta}_{01})[\ddot{\alpha}(0) - \ddot{\beta}(0)] + \dot{A}_6(0)\dot{\alpha}_{01}^2 + 2A_{60}\dot{\alpha}_{01}\ddot{\alpha}(0).$

Дифференцируя уравнение для момента двигателя еще раз, найдем значение третьей производной этого момента при $t = 0$:

$$\dddot{M}_{\text{д}}(0) = -\frac{1}{T}\left(\ddot{M}_{\text{д}}(0) + \frac{\dddot{\alpha}(0)}{\nu\omega_{\text{х.х}}}\right).$$

Подставляя найденные значения производных в разложения (11) и ограничиваясь слагаемыми, содержащими третьи производные включительно, получим окончательное решение системы (2).

Сравнение методов. Полученные аналитические решения являются приближенными, поэтому неизбежно возникает вопрос о точности приближения. Использовать для решения этого вопроса аналитические оценки крайне затруднительно, так как теория таких оценок часто строится на использовании мажорантных рядов и, как правило, дает завышенные (часто значительно) значения погрешностей. Поэтому на практике для оценки точности метода используют другие возможности, например сравнивают последовательные приближения друг с другом. Часто сравнение нулевого, первого и второго приближений (а иногда нулевого и первого) дает хорошее представление о качестве приближения. Погрешность метода можно также оценить, сравнивая решение с решением, полученным другим методом, либо с результатами эксперимента. Такие сравнения не решают полностью вопрос о точности того или иного метода, но позволяют на практике обрести достаточную уверенность в результатах исследований.

Сравним результаты, полученные рассмотренными аналитическими методами и численными методами решений нелинейных дифференциальных уравнений.

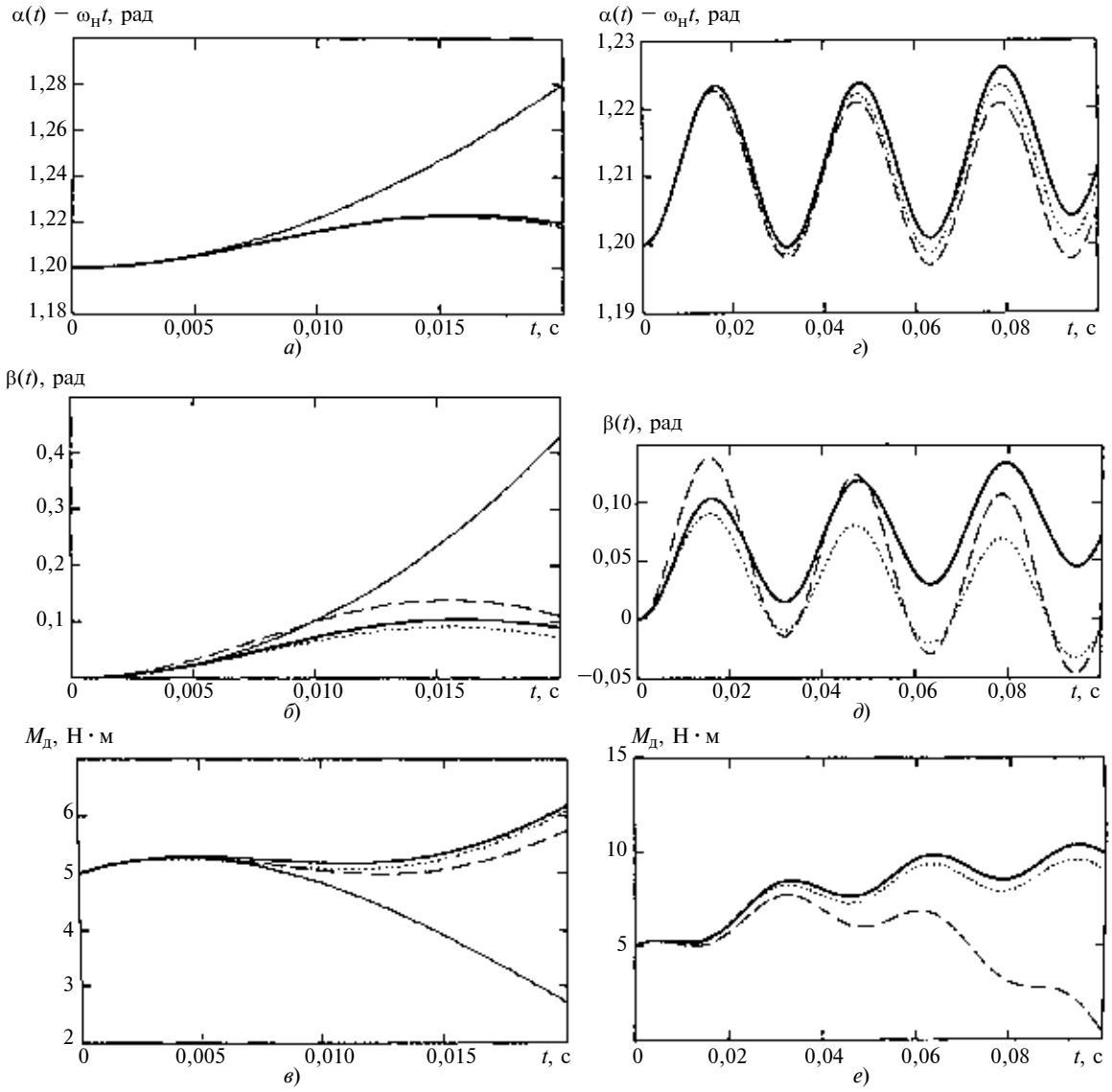
Численные методы позволяют находить практически точные решения, так как погрешность задается изначально и может быть сколь угодно малой. При этом итерационный процесс проводится необходимое число раз до достижения заданной точности. Для проведения сравнительного анализа в качестве численного метода выберем широко известный метод Рунге—Кутта четвертого порядка.

На рисунке, *а—е* приведены графики решений системы (2), полученные приближенными аналитическими методами и по методу Рунге—Кутта с использованием компьютерной программы Mathcad Professional при следующих параметрах инерционно-импульсной передачи: $J_1 = 4{,}1$ кг · м^2; $J_2 = 0{,}53$ кг · м^2; $nJ_3 = 0{,}052$ кг · м^2; $nm = 10{,}5$ кг; $a = 0{,}06$ м; $b = 0{,}03$ м; $k = 0{,}09$ м; $h = 0{,}05$ м; $q = 4/3$; $M_{\text{с}} = 1$ Н · м; $M_{\text{н}} = 10{,}2$ Н · м, $\omega_{\text{х.х}} = 157$ рад/с; $\omega_{\text{н}} = 150$ рад/с; $T = 0{,}038$ с; $\nu = 0{,}0024$ с^2/(кг · м^2).

Начальные условия были приняты следующими: $t = 0$; $\alpha_{01} = 1{,}2$ рад; $\beta_{01} = 0$; $\dot{\alpha}_{01} = 150$ рад/с; $\dot{\beta}_{01} = 0$; $M_{\text{д}01} = 5$ Н · м.

Сплошные утолщенные линии на рисунке соответствуют решению, полученному по методу Рунге—Кутта, сплошные тонкие — по методу разложения в степенны́е ряды, пунктирные — по методу малого параметра, штриховые — по методу последовательных приближений. На рисунке, *а* и *г* показаны графики угла α поворота ведущего вала за вычетом трендовой составляющей $\omega_{\text{н}}t$ в зависимости от времени t. Трендовую составляющую приходится исключать, так как в противном случае, вследствие того, что ведущий вал вращается с большой угловой скоростью при малой неравномерности его вращения, графики угла α поворота практически сливаются для некоторых методов решения. На рисунке, *б* и *д* приведены графики угла β поворота ведомого вала, а на рисунке, *в* и *е* — крутящего момента $M_{\text{д}}$ двигателя в зависимости от времени t.

Анализ графиков показал, что метод разложения в степенны́е ряды (см. рисунок, *а—в*) имеет приемлемую сходимость лишь в достаточно небольшом промежутке от начального момента времени. Учитывая, что по сложности структуры коэффициентов в решении системы (2) этот метод не проще других аналитических методов, делаем вы-



Зависимости углов поворота ведущего (*а*, *г*) и ведомого (*б*, *д*) валов и крутящего момента двигателя (*в*, *е*) от времени *t*

вод, что метод разложения в степенны́е ряды наименее приемлем для исследования математических моделей инерционно-импульсных передач. Можно повысить точность этого метода, но это потребует определения дополнительных членов в разложении, при этом коэффициенты для этих членов будут настолько громоздкими, что это практически сведет на нет пользу от такого подхода.

Методы малого параметра и последовательных решений дают достаточно близкие решения, хорошо соответствующие точным решениям, причем, как следует из рисунка, *а*—*в*, метод малого параметра дает несколько лучшие результаты, чем метод последовательных приближений. Установлению более явных различий между этими методами по рисунку, *а*—*в* мешают графики, полученные с помощью метода разложения в степенны́е ряды, так как эти графики значительно отличаются от других, нивелируя различия между ними. Поэтому для дальнейшего проведения сравнительного анализа оставим (см. рисунок, *г*—*е*) только те графики, которые соответствуют методам Рунге—Кутта, малого параметра и последовательных приближений. Заметим, что исключение результатов, полученных с помощью разложения в степенны́е ряды, позволяет значительно расширить рассматриваемый временной промежуток.

Из рисунка, *е* следует, что для крутящего момента $M_д$ двигателя метод малого параметра дает результаты, гораздо более близкие к точному решению, чем метод последовательных приближений. Для угла α поворота ведущего вала различие в точности результатов не такое большое, но также в пользу метода малого параметра. Для угла β поворота ведомого вала инерционно-импульсной передачи метод последовательных приближений в некоторые промежутки времени дает более точные результаты, чем метод малого параметра, но в другие промежутки времени наблюдается прямо противоположная картина. Сделать однозначный вы-

вод в пользу одного метода в такой ситуации сложно, хотя в коротком от начального момента промежутке времени явное преимущество имеет метод малого параметра.

В целом можно сделать вывод, что для аналитического решения и исследования нелинейных уравнений движения инерционно-импульсных передач на основе импульсного механизма с двумя степенями свободы наиболее подходящим оказывается метод малого параметра. Метод последовательных приближений дает неплохие результаты, и на некоторых множествах иногда даже превосходит метод малого параметра, но в целом, несомненно, уступает последнему. Метод разложения в степенны́е ряды для достижения той же точности решения, которую обеспечивают другие сравниваемые методы, требует гораздо более трудоемких и громоздких преобразований. В дальнейшем для аналитического исследования динамики инерционно-импульсных передач нет необходимости применять различные методы решения дифференциальных уравнений движения, а можно ограничиться лишь методом малого параметра.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Леонов А. И.** Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. М.: Машиностроение, 1978. 224 с.

2. **Пожбелко В. И.** Инерционно-импульсные приводы машин с динамическими связями. М.: Машиностроение, 1989. 136 с.

3. **Зайцев В. Ф., Полянин А. Д.** Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. 576 с.

4. **Никитин Н. Н.** Курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 2003. 719 с.

5. **Вейц В. А.** Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. 370 с.

УДК 621.833.389.001.5

В. А. ПОПОВ, канд. техн. наук (г. Москва), тел.: (495) 316-15-75

Исследование устойчивости исходной геометрии активных поверхностей витков и зубьев глобоидной передачи

Представлены результаты исследования устойчивости исходной геометрии реальных глобоидных передач методом геометрического контроля, который позволяет определять условия контакта активных поверхностей витков червяка и зубьев колеса в глобоидных передачах до их приработки, после приработки, а также на любой стадии изношенности передачи. Метод геометрического контроля обладает важным преимуществом перед теоретическим исследованием условий контакта с заведомо известными теоретическими поверхностями передач.

Ключевые слова: глобоидная передача, активные поверхности витков и зубьев, исходная геометрия, исследование устойчивости.

The results of studying of stability of the initial geometry of real globoid gears by geometric control method are presented. The method allows determine the contact conditions of active surfaces of worm's turns and wheel's teeth in the globoid gears before running, after running, and at any stage of deterioration of the gear. The method of geometric control has an important advantage over the theoretical study of the conditions of contact with the notoriously known theoretical surfaces of the gears.

Keywords: globoid gear, active surfaces of coils and teeth, initial geometry, study of a steadiness.

Под устойчивой исходной геометрией активных поверхностей глобоидной передачи понимается такая геометрия, которая сохраняется в процессе эксплуатации передачи при номинальной нагрузке. Классическая глобоидная передача обладает неустойчивой исходной геометрией активных поверхностей витков и зубьев, низкими эксплуатационными свойствами. Кроме того, венец колеса обязательно должен быть изготовлен из дорогостоящей бронзы с высокими антифрикционными свойствами, например из Бр. ОФ10-1.

В условиях эксплуатации активные поверхности витков и зубьев классической глобоидной передачи изнашиваются неравномерно. Передача приобретает циклическую погрешность червяка и циклическую кинематическую погрешность, нарушается плавность работы передачи. Входной участок витка червяка вступает в зацепление с зубьями колеса с ударом, теряет усталостную выносливость и выламывается — передача выходит из строя. Чтобы повысить эксплуатационные свойства классической глобоидной передачи, ее активные поверхности модифицируют.

Однако и модифицированная глобоидная передача обладает теми же недостатками, что и классическая передача, только в существенно меньшей степени. Вследствие недостаточной надежности и долговечности глобоидных передач при нагрузках, превышающих допускаемые для червячных передач с цилиндрическим червяком, отечественная промышленность очень редко использует глобоидные передачи (несмотря на неоднократные попытки).

Изучение причин недостаточной устойчивости исходной геометрии глобоидных передач и ее трансформации с целью повышения нагрузочной способности и долговечности передачи — актуальная и важная задача.

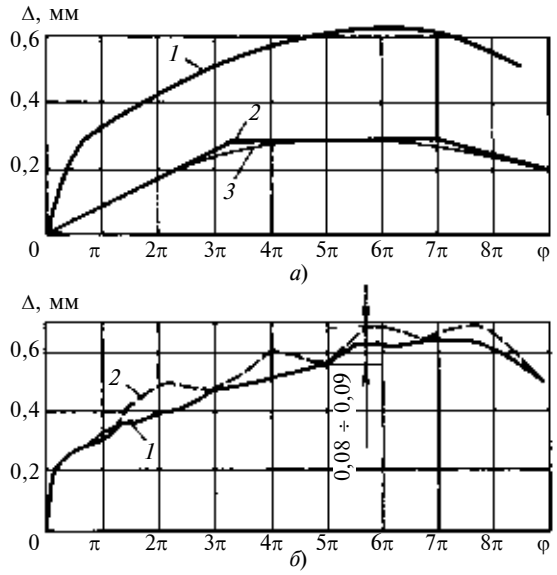


Рис. 1. Развертки делительных линий витков модифицированных глобоидных червяков:
а — с естественной модификацией (*1*) и модифицированных по Дикеру (*2* — с классическим участком, *3* — без него); *б* — экспериментального червяка до стендовых испытаний (*1*) и после них (*2*); Δ — делительная глубина продольной модификации червяка; φ — угол поворота червяка (φ = 2π соответствует средней плоскости глобоидного червяка)

Впервые модифицирование классической глобоидной передачи предложено в 1947 г. Я. И. Дикером и внедрено в производство на НКМЗ (г. Краматорск, Украина) для нажимных устройств листопрокатного стана 2000 (НЛМК, г. Липецк). Благодаря модифицированию глобоидного червяка (рис. 1, *а*) в глобоидной передаче стало возможным использование в качестве материала венца колеса безоловянистой бронзы АЖ9-4. Однако в процессе эксплуатации модифицированная глобоидная передача приобретает циклическую кинематическую погрешность, которая проявляется в виде волны на развертке (рис. 1, *б*, кривая *2*) винтовой линии глобоидного червяка [1]. Длина этой волны равна 2π, а ее амплитуда на червяке равна амплитуде циклической кинематической погрешности передачи.

Как в процессе осторожной приработки классической глобоидной передачи с венцом колеса из высокооловянистой бронзы, так и в процессе эксплуатации модифицированной глобоидной передачи при номинальной нагрузке образуется циклическая погрешность червяка [2, 3], равная циклической кинематической погрешности f_{zzor} зубцовой частоты в глобоидной передаче [4].

Первыми циклическую погрешность на червяке обнаружили Л. И. Сагин [1], П. С. Зак [2] и Б. Ф. Федотов [3]. Дальнейшие исследования этих авторов были посвящены изысканию и уточнению линии продольной модификации глобоидного червяка и ее воспроизводству на зубофрезерном станке [4, 5]. В результате этих исследований была определена линия продольной естественной модификации (см. рис. 1, кривая *1*), которая легла в основу геометрического расчета глобоидной передачи.

В ЦНИИТМАШе многие годы проводились стендовые испытания модифицированных глобоидных передач [1, 4, 6, 7]. Делительную линию каждого глобоидного червяка проверяли перед его монтажом в корпусе редуктора и после испытаний. Во всех случаях до испытаний модифицированные глобоидные червяки не имели циклической погрешности. После испытаний модифицированных глобоидных передач на делительных линиях червяков всегда обнаруживались волны длиной 2π. Испытания модифицированных глобоидных передач, как правило, заканчивались при появлении возрастающих вибраций и стуков в корпусе редуктора, которые легко прослушивались с помощью фонендоскопа. Полученные результаты свидетельствуют о том, что активные поверхности витков и зубьев глобоидной передачи не обладают достаточной устойчивостью исходной геометрии.

Для повышения эксплуатационных свойств глобоидной передачи необходимо выяснить условия контактирования активной поверхности витков червяка с зубьями колеса классической и модифицированной передач и выявить объективные причины трансформации классической передачи в модифицированную. Необходимо знать механизм образования волны на развертке делительной линии червяка и механизм образования циклической кинематической погрешности в глобоидной передаче.

В связи с этим выполнено исследование устойчивости исходной геометрии витков и зубьев классической и модифицированной глобоидных передач методом геометрического контроля [8, 9], который позволяет определять условия контактирования активных поверхностей витков червяка и зубьев колеса в реальных глобоидных передачах до их приработки, после приработки, а также на любой стадии изношенности передачи. Поэтому метод геометрического контроля обладает важным преимуществом перед теоретическим исследованием условий контактирования с заведомо известными теоретическими активными поверхностями передач.

Указанный метод [9] осуществляется с помощью прибора [8] для определения условий контактирования активных поверхностей глобоидной передачи и заключается в следующем. Измеряют и строят развертку делительной линии глобоидного червяка (см. рис. 1, *а*). В центрах оптической делительной головки и задней бабки Т-образной станины устанавливают универсальный "червяк", представленный на рис. 2. Экспериментальное колесо устанавливают на поворотном столе, который можно поворачивать на необходимый угол с помощью высокоточного зубчатого колеса и мерительных плиток. Станину и поворотный стол используют от прибора для измерения глобоидных червяков [4].

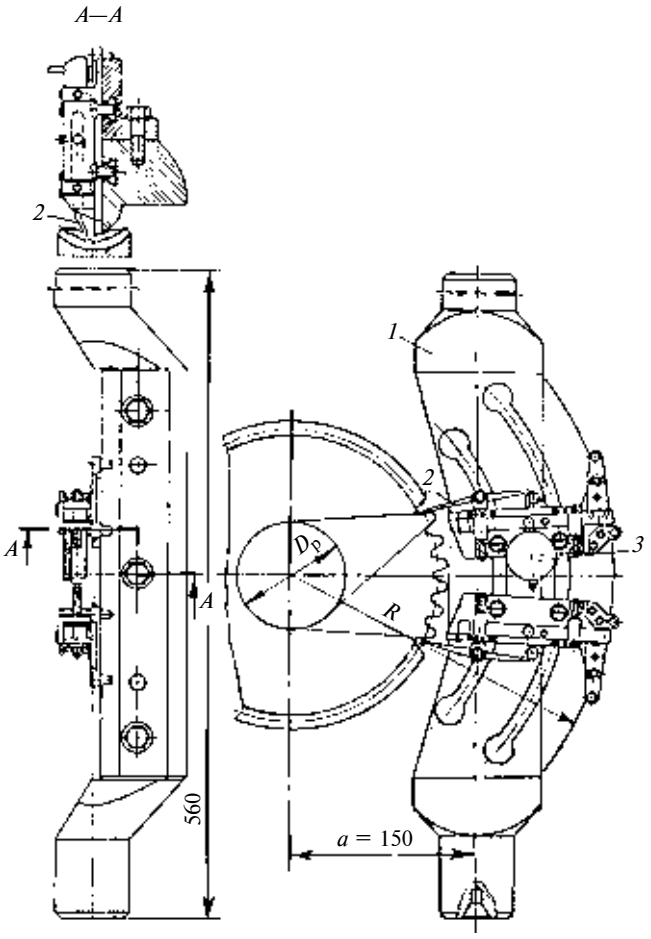


Рис. 2. Универсальный червяк для определения условий контактирования активных поверхностей витков червяка и зубьев колеса глобоидальной передачи

Устанавливают номинальное межосевое расстояние экспериментальной глобоидной передачи между осью поворотного стола и линией центров делительной головки и задней бабки. Выбирают на развертке делительной линии червяка точку, принадлежащую первой образующей входного участка витка, которая расположена в плоскости, перпендикулярной к оси "червяка" *1* и касающейся профильной окружности. Роль этой точки играет острие одного конца вертушки *2* (см. рис. 2), которая другим концом упирается в ножку механического индикатора *3*. С помощью делительной головки точка поворачивается на определенный угол вокруг оси универсального "червяка", а экспериментальное колесо, с которым сопрягается универсальный "червяк", поворачивают на угол с учетом передаточного числа экспериментальной глобоидной передачи. Так имитируют процесс обкатки глобоидного червяка и колеса.

После каждого поворота выбранной точки и соответствующего поворота экспериментального колеса записывают показания индикатора. Эти показания представляют собой расстояния от выбранной точки, принадлежащей активной боковой поверхности витка червяка, до боковой поверхности зуба колеса. Совокупность показаний индикатора определяет траекторию выбранной точки боковой поверхности витка червяка относительно боковой поверхности зуба колеса.

Далее определяют траектории второй, третьей и т. д. точек, расположенных на той же делительной линии червяка. Все эти точки выбирают на одинаковом друг от друга угловом расстоянии в пределах теоретического угла охвата червяком колеса. Полученные траектории точек червяка определяют место контакта витка с боковой поверхностью зуба колеса. При отсутствии контакта фиксируют расстояния от выбранной точки витка до боковой поверхности зуба, величину зазора или внедрения в тело зуба колеса.

Для исследования устойчивости активных поверхностей витков и зубьев глобоидной передачи методом геометрического контроля [8, 9] были выбраны передачи, которые подвергались многократным испытаниям в ЦНИИТМАШе [6, 7]. Экспериментальные передачи имели следующие основные геометрические параметры: $a = 150$ мм; $z_1 = 1$; $z_2 = 39$; $d_1 = 65$ мм; $b_2 = 45$ мм. Исследовались классическая и модифицированная глобоидные передачи с линией продольной модификации, соответствующей ГОСТ 17696—89.

На рис. 3 представлены условия контакта активных поверхностей витка червяка и зубьев колеса на делительном глобоиде классической глобоидной передачи. Глобоидное колесо было нарезано двух-

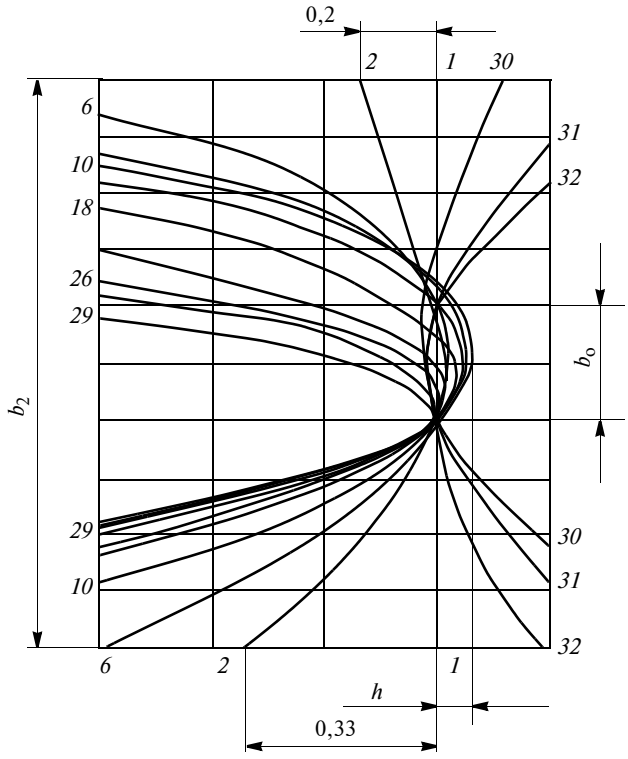


Рис. 3. Условия контактирования активных поверхностей витков червяка и зубьев колеса на делительном глобоиде классической глобоидной передачи

резцовой летучей фрезой. Линия *1—1* представляет собой развертку делительной линии зуба колеса, образованную кромкой резца (первой прямолинейной образующей) двухрезцовой летучей фрезы. Справа от линии *1—1* находится тело зуба колеса. Линии *2—2*, ..., *32—32* являются траекториями движения точек *2*, ..., *32*, расположенных на делительной линии червяка при их движении относительно боковой поверхности зуба колеса в процессе обката червяка и колеса. Точки *2*, ..., *40* отстоят друг от друга на угловом расстоянии 45°59′46″ в торцевой плоскости червяка. Точки *2*, ..., *29* находятся относительно первой образующей *1—1* на стороне выхода витка червяка из зацепления. Точки *30*, *31*, *32* находятся относительно первой образующей на стороне входа витка червяка в зацепление с зубьями колеса; *1—2*, ..., *1—29* — расстояния от траекторий точек *1*, ..., *29* червяка до боковой поверхности зуба колеса в классической глобоидной передаче; $b_2 = 45$ мм — ширина венца глобоидного колеса; $b_o = 4{,}16$ мм — длина обкатной зоны (лунки) на зубе колеса классической глобоидной передачи; $h = 0{,}005$ мм — глубина обкатной зоны (лунки) зуба колеса классической глобоидной передачи.

Рассмотрим причины неустойчивости боковой поверхности витков червяка и зубьев колеса, а также механизм образования циклической погрешности на червяке в процессе изнашивания классической глобоидной передачи. В соответствии с рис. 3 длина обкатной зоны зуба колеса классической глобоидной передачи $b_o = 4{,}16$ мм. Это составляет 9,3 % от ширины венца $b_2 = 45$ мм и около 13,5 % от ширины венца $b_2 = 31$ мм. Вся боковая поверхность витка червяка контактирует с этим небольшим участком b_o боковой поверхности зуба колеса, расположенным вблизи средней плоскости колеса на входной стороне зуба колеса.

В начальный период эксплуатации классической глобоидной передачи происходит интенсивное изнашивание обкатной зоны зубьев колеса, при этом длина обкатной зоны (лунки) и ее глубина увеличиваются. Достаточно лунке углубиться на 0,2 мм и точка *2* боковой поверхности витка червяка, расположенная вблизи образующей *1—1* червяка, вступит в работу (в контакт) в самом начале подрезной поверхности входного участка зуба колеса.

В этот период приработки передачи точка *2* и расположенная рядом с ней боковая поверхность витка червяка во время контакта с входным участком зуба колеса будет воспринимать бóльшую часть передаваемой нагрузки, разгружая остальные точки (*10*, *18*, *26*) боковой поверхности витков червяка, расположенные в осевой плоскости червяка, проходящей через точку *2*. В связи с этим точки *10*, *18*, *26* изнашиваются меньше, чем диаметрально противоположные точки *6*, *14*, *22* (на чертеже не видны).

Следовательно, во время перехода контакта от точки *2* к точке *6* движение колеса замедляется, а при переходе контакта от точки *6* к точке *2* — ускоряется, т. е. точки *10*, *18*, *26* и смежные с ними участки боковой поверхности витков червяка менее нагружены, чем диаметрально противоположные точки, поэтому они меньше изнашиваются, чем точки *6*, *14*, *22* и смежные с ними участки витка червяка.

Как следствие неравномерного изнашивания боковой поверхности витков на червяке возникает циклическая погрешность.

Если приработка классической глобоидной передачи дальше будет выполняться на форсированных режимах, то процесс углубления лунки будет идти быстрее, чем изнашивание входного участка витка червяка. В результате входной участок витка червяка, на котором расположена точка *2*, будет "срубать" (подрезать) входной и выходной участки подрезной поверхности зубьев колеса. При сравнительно невысокой нагрузке произойдет заедание активных поверхностей передачи.

Если же приработка передачи будет выполняться путем небольших добавок нагрузки, то червяк будет приобретать продольную модификацию, что приведет к циклической погрешности на червяке и циклической кинематической погрешности в передаче одновременно. Приработанная таким образом передача имеет более высокую нагрузочную способность, чем исходная классическая глобоидная передача, так как приобретает естественную модификацию червяка и сопряженного колеса, активные поверхности приобретают повышенную устойчивость в сравнении с исходными активными поверхностями классической глобоидной передачи.

На рис. 1, *б* представлена линия *1* продольной модификации экспериментального глобоидного червяка, которая по глубине продольной модификации на входном и выходном участках витка, а также по характеру линии модификации совпадает с параметрами линии продольной естественной модификации глобоидного червяка по ГОСТ 9369—66, ГОСТ 17696—72 и ГОСТ 17696—89. В последнем используется та же линия естественной продольной модификации червяка, что в упомянутых предшествующих стандартах. Глубина продольной модификации на входном и выходном участках витка по ГОСТ 17696—89 немного уменьшена в сравнении с предшествующими стандартами вследствие уменьшения длины нарезанной части червяка.

Установка резцов на столе зубофрезерного станка для нарезания экспериментальных модифицированных глобоидных червяков с кривой *1* естественной продольной модификации (см. рис. 1, *б*) выполнялась по способу [10]. Скосы на входных сторонах левой и правой боковых поверхностей витка червяка выполнялись за счет тангенциального смещения червяка на зубофрезерном станке.

На боковых поверхностях зубьев колеса для облегчения приработки передачи во время стендовых

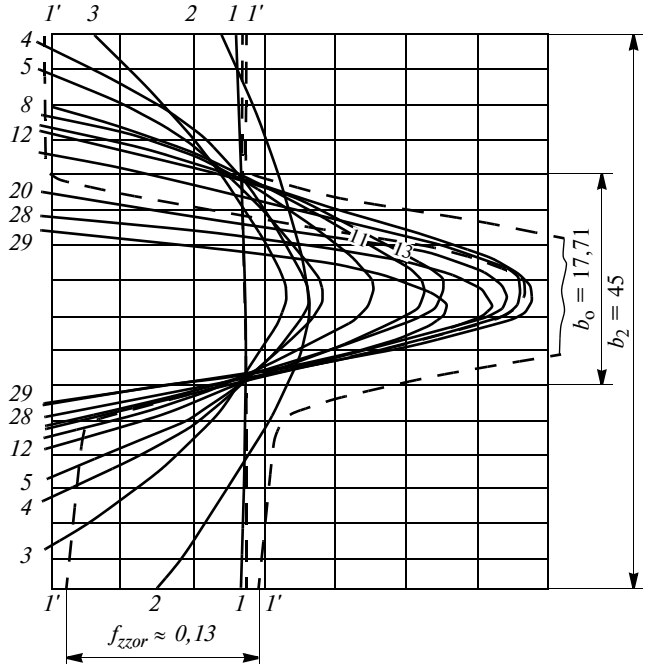


Рис. 4. Условия контактирования делительной линии правой стороны витка червяка с зубом колеса модифицированной глобоидной передачи

испытаний нарезались лунки, имитирующие обкатные зоны зубьев колеса, однорезцовой летучей фрезой с расположением резца в горловине производящего червяка.

Экспериментальное колесо было изготовлено из серого чугуна и подвергалось стендовым испытаниям, в результате которых была достигнута такая же нагрузочная способность передачи, как и при использовании в качестве материала венца колеса бронзы АЖ9-4 [6, 7]. Развертки делительной линии экспериментального модифицированного глобоидного червяка перед (кривая *1*) и после (кривая *2*) стендовых испытаний представлены на рис. 1, *б*.

После стендовых испытаний экспериментальной модифицированной глобоидной передачи были определены условия контактирования активных поверхностей витка червяка и зубьев колеса на делительном глобоиде, которые представлены на рис. 4 (обозначения те же, что и на рис. 3). В соответствии с рис. 4 длина b_o обкатной зоны зубьев колеса модифицированной глобоидной передачи увеличилась примерно в 4 раза по сравнению с классической передачей. Имеет место более равномерное распределение контактных линий по длине обкатной зоны зубьев колеса, что существенно повысило нагрузочную способность и КПД глобоидной передачи [6, 7]. Повышение эксплуатационных свойств достигнуто благодаря повышенной устойчивости исходной геометрии модифицированной глобоидной передачи. Это подтверждено многочисленными испытаниями модифицированных глобоидных передач в ЦНИИТМАШе.

Однако в процессе длительной работы исходная геометрия активных поверхностей глобоидной передачи, в том числе и модифицированной, приобретает циклическую кинематическую погрешность зубцовой частоты.

Положение *1—1* колесо занимает в том случае, когда червяк контактирует с зубцом колеса входным участком, а положение *1′—1′*, когда червяк контактирует с зубом колеса средним участком витка. Расстояние между этими двумя положениями колеса на делительном глобоиде радиуса $R = 119$ мм составляет приблизительно 0,13 мм. Следовательно, рассматриваемая передача имеет исходную кинематическую погрешность $f_{zzor} = 0,13$ мм за один оборот червяка.

Механизм образования циклической погрешности на червяке в модифицированной передаче остается таким же, как и в классической глобоидной передаче. Входной участок витка червяка (точка *4*) во время контакта с входным участком зуба колеса воспринимает бóльшую часть передаваемой нагрузки, разгружая остальные точки (*12*, *20*, *28*) боковой поверхности витка червяка. Точки *12*, *20*, *28* расположены в одной с точкой *4* осевой плоскости червяка, поэтому эти точки изнашиваются меньше, чем диаметрально противоположные точки *8*, *16*, *24* (на рис. не видны), которые контактируют с обкатной зоной зубьев, углубляя ее.

В результате неравномерного изнашивания активной поверхности витка образуется циклическая погрешность на модифицированном глобоидном червяке. Во время перехода контакта от точки *4* к точке *8* движение колеса замедляется, а при переходе контакта от точки *8* к точке *4* — ускоряется. Циклическая кинематическая погрешность экспериментальной модифицированной глобоидной передачи $f_{zzor} \approx 0,13$ мм (см. рис. 4), т. е. равна циклической погрешности на делительной линии червяка (см. рис. 1, *б*). У всех передач, которые на протяжении нескольких десятилетий подвергались в ЦНИИТМАШе многократным стендовым испытаниям, после испытаний обнаруживали циклическую погрешность на делительной линии червяка [1, 4, 6, 7].

В результате исследования устойчивости исходной геометрии глобоидной передачи установлено следующее:

1. Модифицированная глобоидная передача с естественной модификацией не обладает достаточной устойчивостью исходной геометрии, так как в процессе изнашивания активных поверхностей приобретает возрастающую циклическую кинематическую погрешность. Величина этой погрешности равна циклической погрешности на делительной линии червяка с периодом повторения 2π.

2. Модифицирование классической глобоидной передачи представляет собой локализацию пятна контакта на обкатной зоне зубьев колеса. Глубину продольной модификации входного участка витка

червяка можно квалифицировать как создание припуска для изнашивания обкатной зоны зубьев колеса. Глубина продольной модификации входного участка витка для наиболее используемых в промышленности глобоидных передач составляет $0,2 \div 0,3$ мм. После изнашивания зуба колеса на величину продольной модификации входного участка витка пятно контакта распространяется на подрезные поверхности зубьев колеса. При дальнейшей эксплуатации передачи происходит "фрезерование" подрезных поверхностей зубьев колеса входной кромкой витка независимо от ее конфигурации. В результате зубья колеса модифицированной глобоидной передачи быстро изнашиваются, передача выходит из строя. Модифицирование выходного участка витка червяка позволяет более равномерно распределить контактные линии по длине обкатной зоны зубьев колеса, благодаря чему повышается нагрузочная способность глобоидной передачи.

3. Механизм образования циклической погрешности червяка и циклической кинематической погрешности глобоидной передачи представляет собой объективную закономерность природы. Входной участок витка червяка, вступая в контакт с подрезной поверхностью зуба колеса, воспринимает большую часть передаваемой нагрузки, разгружая остальные участки боковой поверхности витка червяка, находящиеся в это время в зацеплении с другими зубьями колеса. Поэтому недогруженные участки витка червяка изнашиваются существенно меньше, чем диаметрально противоположные участки. В результате в процессе эксплуатации образуется циклическая погрешность червяка с периодом 2π.

Долговечность модифицированной глобоидной передачи определяется длительностью изнашивания припуска обкатной зоны зубьев колеса, а модифицирование классической глобоидной передачи является локализацией пятна контакта на обкатной зоне зубьев колеса. Поэтому модифицированные глобоидные передачи целесообразно использовать в промышленности при кратковременных режимах работы.

4. Наличие подрезных поверхностей на зубьях глобоидного колеса необходимо для повышения изгибной прочности зубьев колеса, так как длина обкатной зоны весьма незначительна. Без подрезных поверхностей на зубьях колеса глобоидная передача не может использоваться в промышленности.

5. Для повышения эксплуатационных свойств модифицированной глобоидной передачи необходимо повысить износостойкость обкатной зоны зубьев колеса. Это возможно выполнить путем подбора материалов червяка и колеса, подбора соотношения твердостей витков червяка и зубьев колеса, а также масла.

Кроме этого существенный интерес представляет создание условий контакта между активными поверхностями витков и зубьев в модифицированной глобоидной передаче для образования масляной "подушки", разделяющей активные поверхности передачи.

В модифицированной глобоидной передаче в контакте с червяком одновременно находятся несколько зубьев колеса, при этом на каждом зубе располагаются по две контактные линии. На зубе, контактирующем с входным участком витка червяка, расстояние между этими линиями максимальное и глубина обкатной зоны тоже максимальная, а на последующих зубьях расстояния между контактными линиями и максимальное расстояние от обкатной зоны до боковой поверхности витка плавно уменьшаются.

Если радиальные зазоры у впадин зубьев колеса и впадин витков червяка выполнить в пределах поля допуска скользящей или ходовой посадки, то между активными поверхностями червяка и колеса на протяжении обкатной зоны (лунки) зубьев колеса образуются замкнутые объемы масла — масляные "подушки". Число масляных "подушек" равно числу зубьев колеса, охваченных червяком. Все эти масляные "подушки" при работе передачи действуют одновременно.

Масляная "подушка" образуется во время контакта входного участка витка с зубом колеса, а затем, уменьшаясь в объеме, движется по направлению к выходному участку витка. Червяк за время выхода витка из зацепления и входа в зацепление с зубом колеса омывается маслом и успевает в достаточной мере охладиться, так как время его нагрева в процессе контакта с обкатной зоной зуба чрезвычайно мало.

Замкнутые объемы масла выдавить через упомянутые радиальные зазоры за весьма короткий промежуток времени, в течение которого обкатная зона зуба колеса находится в контакте с витком червяка, невозможно. Поэтому замкнутые объемы масла разделяют взаимодействующие поверхности. Объем каждой камеры плавно уменьшается во время работы передачи. Масло вынуждено плавно выходить из замкнутой камеры, разделяя боковые поверхности витка и зуба, так как масло практически несжимаемо. Благодаря масляным "подушкам" во время непрерывной работы передачи устраняется контакт между взаимодействующими поверхностями.

В результате существенного снижения контактных напряжений на активных поверхностях витка червяка и зубьев колеса вследствие замены линейного контакта на контакт через масляные "подушки" существенно повышаются эксплуатационные свойства модифицированной глобоидной передачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сагин Л. И.** Пути повышения нагрузочной способности глобоидных передач: Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1955. Машинопись.

2. **Зак П. С.** К графической обработке опытных данных // Вестник машиностроения. 1963. № 8. С. 42—44.

3. **Федотов Б. Ф.** Статистическое обоснование параметров модификации // Исследования червячных передач и редукторов. Тр. ВНИИПТУГЛЕМАШа. 1965. № 8. М.: Недра, 1965.

4. **Сагин Л. И.** Улучшение методов производства и эксплуатационных качеств глобоидных передач // Тр. ЦНИИТМАШа. 1960. № 14.

5. **Исследования** червячных передач и редукторов // Тр. ВНИИПТУГЛЕМАШа. 1965. № 8. М.: Недра, 1965.

6. **Сагин Л. И., Попов В. А.** Экспериментально-исследовательские работы по применению в червячных передачах бронзы АЖ9-4, чугунов и цинково-алюминиевых сплавов: (Отчет) / ЦНИИТМАШ. Тема № 198-63. М., 1967.

7. **Попов В. А.** Проведение сравнительных контрольных стендовых испытаний червячных передач с различными материалами колес: (Отчет) / ЦНИИТМАШ. Тема № 198-63-22/6. М., 1967.

8. **А. с. 153363 СССР:** кл.G01в; 42, 2602. Прибор для определения условий контактирования червячного глобоидного зацепления.

9. **Попов В. А.** Метод определения контакта в червячном глобоидном зацеплении // Передовой научно-технический и производственный опыт. № 8-66-129/9. М.: ГОСИНТИ, 1966.

10. **А. с. 131197 СССР.** Способ нарезания модифицированных глобоидных червяков.

УДК 621.01-192

В. С. УТКИН, д-р техн. наук (ВоГТУ, г. Вологда)

Расчет надежности индивидуального вала ременной передачи комбинированным методом при нечетких и случайных базовых параметрах

Рассматривается новая методика расчета надежности вала индивидуальной ременной передачи, в математической модели предельного состояния которой одновременно присутствуют базовые параметры в виде нечетких переменных и в виде случайных величин с известными функциями распределения возможностей и вероятностей.

Ключевые слова: ременная передача, консольный вал, усталостная прочность, расчет, нечеткие и случайные переменные.

A new method for calculating the reliability of shaft of individual belt-drive is considered, in a mathematical model of the limit state of which the basic parameters present simultaneously as fuzzy variables and in the form of random values with known functions of the distribution of opportunities and probabilities.

Keywords: belt-drive, console shaft, fatigue strength, calculation, fuzzy and random variables.

Основные предпосылки для расчета вала и других деталей машин возможностным методом для случая, в котором все базовые параметры математической модели предельного состояния представляли нечеткие переменные в силу ограниченности статистической информации о них, были рассмотрены ранее в работах [1—3]. Математическая модель предельного состояния вала по критерию усталостной прочности по четвертой энергетической теории прочности имеет вид:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\tilde{\sigma}_и^2 + 3\tilde{\tau}_к^2} \leqslant \tilde{\sigma}_{-1д}, \quad (1)$$

где $\sigma_н = M_и/0{,}1d_1^3$; $\tau_к = M_к/0{,}2d_1^3 = 9554N/0{,}2d_1^3 n_1$ (здесь N — мощность, электродвигателя, кВт; n_1 — частота вращения вала, мин$^{-1}$; d_1 — диаметр ведущего вала, м, $M_и$ — изгибающий момент, $M_к$ — крутящий момент).

Для ведомого вала формулы аналогичны. Для конкретности будем рассматривать консольный вал с расчетной длиной $l_р$, пределом выносливости $\sigma_{-1д}$ материала вала с учетом коэффициентов концентрации напряжений (k_σ) в галтелях вала, его обработки (β) и масштабного фактора ε_σ [4, 5]. Рассмотрим случай, когда $\sigma_{-1д}$ определяется косвенно, например по твердости $H_ц$ стали методом царапания [6] по эмпирическим формулам: $\sigma_{-1} = (0{,}4 \div 0{,}5)\sigma_в$ и $\sigma_{-1д} = \frac{\tilde{\sigma}_{-1}\varepsilon_\sigma}{k_\sigma}\beta$ [5], где $\sigma_в = 0{,}26H_ц - 71$, МПа (здесь $H_ц = 3{,}78F_{ин}/b^2$; b — ширина царапины, м; $F_{ин} = 80$ Н усилие от индентора испытательного устройства на вал).

Для индивидуального вала параметр $\sigma_{-1д}$ будем рассматривать как нечеткую переменную из-за ограниченности объема и неточности измерений твердости $H_ц$ в реальных условиях эксплуатации машины. Числа измерений мощности и частоты вращения (например тахометром) будем считать представленными выборками, необходимыми для выявления вероятностных законов распределения и определения параметров. Учитывая, что параметры $\tilde{N}$, $\tilde{n}$, $\tilde{\sigma}_{-1д}$ изменяются, формулу (1) представим в развернутом виде с учетом изгиба вала от F_0 и F_t угла ψ:

$$\frac{1}{W_и^2}\left[2\tilde{F}_0 l_р \cos\gamma^2 + \left(\frac{9554\tilde{N}}{2\tilde{n}_1 D_1}\sin\gamma\right)^2\right] + \frac{3}{W_к^2}\left(\frac{9554\tilde{N}}{\tilde{n}_1}\right) \leqslant \tilde{\sigma}_{-1д}^2, \quad (2)$$

где F_0 — предварительное натяжение ремней [3]; $F_t = 2M_к/d_1$ — окружное усилие; $W_и \approx 0{,}1d_1^3$, $W_к \approx 0{,}2d_1^3$ — моменты сопротивления; γ — угол наклона ремней к прямой, соединяющей центры валов передачи.

Параметр $\tilde{F}_0$ будем считать случайной величиной, ввиду большого числа измерений и достаточной их точности. Влиянием $F_1\sin\gamma$ и $F_2\sin\gamma$ пренебрегаем, исходя из запаса расчетной надежности и в силу того, что они малы по сравнению с другими воздействиями и направлены противоположно друг другу. F_1 и F_2 — усилия в ветвях ремней.

Рассмотрим далее расчет надежности вала по критерию усталостной прочности при условии, что $\tilde{F}_0$, $\tilde{N}$ и $\tilde{n}$ являются случайными величинами с нормальным законом распределения, а $\tilde{\sigma}_{-1д}$ есть нечеткая переменная с функцией распределения возможностей [1—3, 7]:

$$\pi_{\sigma_{-1д}}(\sigma) = e^{-[a-a_{\sigma_{-1д}}/b_{\sigma_{-1д}}]^2} \quad (3)$$

где $a_{\sigma_{-1д}} = \sigma_{-1д\max} + \sigma_{-1д\min}/2$;

$b_{\sigma_{-1д}} = \sigma_{-1д\max} -$

$- \sigma_{-1д\min}/2\sqrt{-\ln\alpha}$, $\alpha \in [0, 1]$.

По принципу линеаризации [8] найдем для левой части уравнения (2) значения математического ожидания m_σ и среднего квадратического отклонения S_σ:

$$\left.\begin{aligned} m_\sigma^2 &= \frac{1}{W_и^2}\left[2m_{F_0}l_р\cos\gamma^2 + \right. \\ &+ \left.\left(\frac{9554m_N}{2m_nD_1}\sin\gamma\right)^2\right] + \\ &+ \frac{3}{W_к^2}\left(\frac{9554m_N}{m_n}\right); \\ S_\sigma^2 &= \left(\frac{\partial\sigma_{экв}}{\partial F_0}\right)_m^2 S_{\tilde{F}_0}^2 + \\ &+ \left(\frac{\partial\sigma_{экв}}{\partial N}\right)_m^2 S_{\tilde{F}_0}^2 + \left(\frac{\partial\sigma_{экв}}{\partial N}\right)_m^2 S_n^2, \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

где индекс m у выражений в скобках указывает, что случайные величины заменяются математическими ожиданиями.

Если аргументы функции подчиняются нормальному закону распределения, то можно считать, что и функция от случайных аргументов подчиняется этому закону с достаточно большой вероятностью. Отсюда следует, что, если $\tilde{F}_0$, $\tilde{N}$ и $\tilde{n}$ распределены по нормальному закону, то с достаточной для практики расчетов точностью можно считать, что функция $\sigma_{экв}$ распределена по нормальному закону с математическим ожиданием m_σ и средним квадратическим отклонением S_σ. Соответственно плотность вероятности распределения примет вид:

$$\rho_\sigma(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}S_\sigma} e^{-\frac{x-m_\sigma^2}{2S_\sigma^2}}. \quad (5)$$

В работе [8] рассмотрен случай, когда нагрузка X задана функцией плотности вероятности $\rho_X(x)$ распределения, а обобщенная прочность Y задана функцией распределения $P_Y(x)$ (рис. 1) (при одинаковых обозначениях аргумента, как принято в работе [8]).

Решая задачу определения надежности, в работе [8] получили формулу вероятности безотказной работы $P = 1 - \int_0^\infty \rho_X(x) \times$ $\times P_Y(x)\mathrm{d}x$. В рассматриваемом расчете надежности вала известна плотность $\rho_X(x)$ вероятности нагрузки и нечеткая переменная $\tilde{\sigma}_{-1д}$ прочности. В работе [7] приведено множество функций вероятностей $P_Y(x)$, которые по условию согласованности отвечают требованиям $\underline{P}_Y(x) \leqslant \{P_Y(x)\} \leqslant \overline{P}_Y(x)$ (рис. 2, заштрихованная область), где введено обозначение $Y = \tilde{\sigma}_{-1д}$. Здесь $\underline{P}_Y(x)$ и $\overline{P}_Y(x)$ — нижняя и верхняя функции вероятностей; $\{P_Y(x)\}$ — множество функций вероятностей.

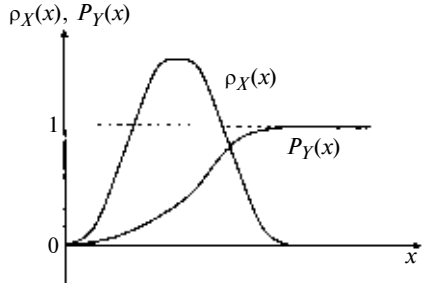


Рис. 1. Функция $P_Y(x)$ и плотность $\rho_X(x)$ вероятности распределения

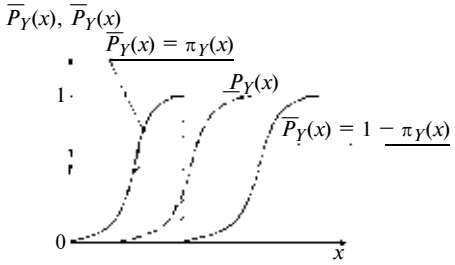


Рис. 2. Функции распределения $\underline{P}_Y(x)$, $\overline{P}_Y(x)$, $\pi_Y(x)$

В рассматриваемом расчете надежности вала имеем два значения вероятности безотказной работы вала: $\underline{P} = 1 - \int_0^\infty \rho_X(x)\overline{P}_Y(x)\mathrm{d}x$;

$$\overline{P} = 1 - \int_0^\infty \rho_X(x)\underline{P}_Y(x)\mathrm{d}x.$$

Истинное значение надежности лежит в интервале $[\underline{P}, \overline{P}]$.

Из рис. 2 видно, что:

$$\left.\begin{aligned} \underline{P}_Y(x) &= \begin{cases} 0, \text{ если } x \leqslant a_Y; \\ 1 - \pi_Y(x), \text{ если } x \geqslant a_Y; \end{cases} \\ \overline{P}_Y(x) &= \begin{cases} \pi_Y(x), \text{ если } x \leqslant a_Y; \\ 1, \text{ если } x \geqslant a_Y. \end{cases} \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

С учетом равенств (6) получим значения вероятности безотказной работы вала:

$$\left.\begin{aligned} \underline{P} &= 1 - \int_0^\infty \rho_X(x)\pi_Y(x)1\mathrm{d}x; \\ \overline{P} &= 1 - \int_{a_Y}^\infty \rho_X(x)1 - \pi_Y(x)\mathrm{d}x. \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Используя формулы (3), (6) и (7), найдем:

$$\left.\begin{aligned}\underline{P} &= 1 - \int_0^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi}S_\sigma} \times \\ &\times e^{-\frac{x-m_\sigma^2}{2S_\sigma^2}} e^{-\left(\frac{x-a_Y}{b_Y}\right)^2} dx - \\ &- \int_0^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi}S_\sigma} e^{-\frac{x-m_\sigma^2}{2S_\sigma^2}} dx; \\ \overline{P} &= 1 - \int_{a_Y}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi}S_\sigma} e^{-\frac{x-m_\sigma^2}{2S_\sigma^2}} \times \\ &\times \left(1 - e^{-\left(\frac{x-a_Y}{b_Y}\right)^2}\right) dx,\end{aligned}\right\} \quad (8)$$

где $a_Y = a_{\sigma_{-1д}}$; $b_Y = b_{\sigma_{-1д}}$; $a_{\sigma_{-1д}} = \sigma_{-1дmax} + \sigma_{-1дmin}/2$; $b_{\sigma_{-1д}} = \sigma_{-1дmax} - \sigma_{-1дmin}/(2\sqrt{-\ln\alpha})$, $\alpha \in [0, 1]$.

С учетом условия согласованности $\underline{P}_Y(x) \leqslant P_Y(x) \leqslant \overline{P}_Y(x)$ надежность вала будет характеризоваться интервалом $[\underline{P}, \overline{P}]$, в котором и находится истинное значение надежности. Естественно, должно выполняться условие $m_x \leqslant a_x$, иначе возможен отказ $Q = 1$.

Пример. Пусть для вала передачи известны $m_\sigma = 500$ МПа, $S_\sigma = 50$ МПа, $a_x = a_{\sigma_{-1д}} = 600$ МПа, $b_x = b_{\sigma_{-1д}} = 47{,}6$ МПа. Все случайные величины изменяются по нормальному закону распределения. По формулам (8) находим: $\underline{P} = 0{,}877$; $\overline{P} = 0{,}999$. Истинное значение надежности вала находится в интервале [0,877, 0,999].

Определим величину надежности вала по условиям примера, но случайную величину $\sigma = \sigma_{экв}$ представим нечеткой переменной с функцией распределения возможностей (3) и параметрами $a_\sigma = 500$ МПа, $b_\sigma = 50$ МПа. Исходя из принципа обобщения теории возможностей Л. Заде [4, 7] и формирования нечеткой функции $Y(y) = \sigma_{экв}/\sigma_{-1д} \leqslant 1$, имеем $y = \frac{a_\sigma - b_\sigma\beta}{a_\sigma + b_\sigma\beta} = 1$ или $\frac{500 - 50\beta}{600 + 47{,}6\beta} = 1$, Отсюда найдем $\beta = -0{,}976$. Возможность отказа $Q = e^{-\beta^2}$, $Q = 0{,}38$, необходимость безотказной работы вала $N = 1 - Q = 0{,}62$. Так как $a_{\sigma_{экв}} = 500$ МПа $< a_{\sigma_{-1д}} = 600$ МПа, то возможность безотказной работы $R = 1$. Величина надежности вала будет находиться в интервале [0,62; 1]. Оценка надежности вала получилась более размытой по сравнению с результатами расчета комбинированным методом, в котором была учтена дополнительная информация о пределе выносливости материала вала. Это показывает преимущества комбинированного метода, в котором может быть учтена полная статистическая информация о базовых параметрах математической модели предельного состояния.

Выводы

Предложена новая методика расчета надежности вала с учетом в математической модели предельного состояния случайных величин и нечетких переменных.

Выведены формулы расчета надежности вала для случайных величин, изменяющихся по закону нормального распределения, а нечетких переменных — по экспоненциальному распределению (в понятиях теории возможностей).

Показано преимущество комбинированного метода определения надежности вала по сравнению с возможностным методом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Уткин В. С.** Определение надежности индивидуальных механических систем при ограниченной информации // Вестник машиностроения. 2006. № 5. С. 37—39.

2. **Уткин В. С.** Определение надежности зубчатой передачи по условию усталостной прочности зуба при ограниченной статистической информации // Вестник машиностроения. 2007. № 3. С. 12—15.

3. **Уткин В. С., Уткин Л. В.** Надежность машин и оборудования. Учеб. пособ. Вологда: ВоГТУ, 2007. 159 с.

4. **Иосилевич Г. Б.** Детали машин. Учебник. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.

5. **Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.** Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие / Под ред. С. В. Серенсена. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.

6. **Пат. 2308018** Рос. Федерации: Устройство для определения твердости материалов методом царапания.

7. **Дюбуа Д., Прад А.** Теория возможностей. Приложения к представлению знаний в информатике: Пер. с фр. М.: Радио и связь, 1990. 288 с.

8. **Ржаницын А. Р.** Теория расчета строительных конструкций на надежность. М.: Стройиздат, 1978. 239 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

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

УДК 629.7.015.4:539. 43

А. Д. ДЕМЕНТЬЕВ, канд. техн. наук (ЦАГИ, г. Жуковский), e-mail: aleck_dem@mail.ru

Применение *R*-кривых для расчета остаточной прочности

Приведены результаты расчета остаточной прочности неподкрепленной пластины и подкрепленной панели, выполненные с применением *R*-кривой, в сравнении с результатами расчетов, в которых в качестве критерия разрушения используется вязкость разрушения.

Ключевые слова: механика разрушения, эксплуатационная живучесть конструкции, остаточная прочность, метод *R*-кривых.

Calculation results of residual strength and uncorroborated plate of stiffened panel, made using the R-curve, are presented in comparison with that, in which the fracture toughness as the failure criterion is used.

Keywords: fracture mechanics, operational viability of the construction, residual strength, the method of *R*-curves.

Метод *R*-кривых для расчета остаточной прочности — статической прочности элементов конструкций с трещинами известен давно [1, 2], однако внедрение его сдерживается отсутствием: надежных справочных данных по *R*-кривым для сплавов отечественного производства в необходимом диапазоне толщин и полуфабрикатов; расчетных средств (программ), реализующих метод *R*-кривых для сложных элементов; практики использования.

Метод *R*-кривых более точно описывает процесс статического разрушения листов и панелей с трещинами по сравнению с критерием K_c — условной вязкости разрушения, так как учитывает докритическое увеличение трещины в ходе статического нагружения [1], что особенно важно при расчете подкрепленных панелей, например обшивки с элементами жесткости — стрингерами, шпангоутами.

На рис. 1 приведена *R*-кривая для вязкого алюминиевого сплава 2024Т3, полученная в ЦАГИ [3] для листа толщиной 2 мм, шириной 760 мм с ограничением выпучивания трещины в соответствии со стандартом [2]. Здесь K_R — сопротивление росту трещины, фактически действующий коэффициент интенсивности напряжений (КИН), а $\Delta l_э$ — эффективное увеличение длины трещины (фактическое увеличение + поправка на пластичность в области вершины трещины).

В качестве условия статического разрушения в методе *R*-кривых используется система уравнений [1]:

$$\begin{cases} K = K_R; \\ \dfrac{\partial K}{\partial l} = \dfrac{\partial K_R}{\partial l}, \end{cases} \qquad (1)$$

где $K = K(l)$ — действующий КИН для элемента конструкции с трещиной (l — полудлина трещины).

Этот критерий разрушения является двухпараметрическим в отличие от однопараметрического критерия K_c, при котором условия статического разрушения определяются уравнением $K = K_c$ [1].

В случае подкрепленной панели необходимо вычислить напряжения $\sigma_{сп}$ разрушения для подкрепляющих элементов (стрингеров, шпангоутов). Для этого необходимо решить систему уравнений:

$$\begin{cases} K = K_R; \\ \sigma_{сп} = \gamma\sigma_в/L, \end{cases} \qquad (2)$$

где $\sigma_в$ — временное сопротивление материала подкрепления; $\gamma = 0{,}8 \div 1{,}0$ — коэффициент, учитывающий ослабление подкрепления [4]; L — перегрузка подкрепления [1, 4].

Функции $K = K(l)$, $K_R = K_R(\Delta l_э)$, $L = L(l)$ в данных уравнениях определены численно. Для решения систем уравнений (1) и (2) используют численные методы. Расчет остаточной прочности с помощью *R*-кривых реализован в автоматизированной системе расчета живучести авиаконструкций "Алтай" для Windows [5, 6], которая эксплуатируется в

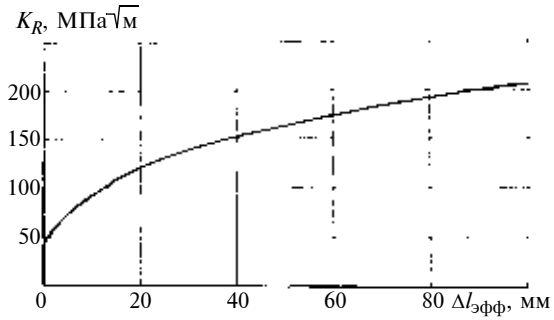


Рис. 1. *R*-кривая для плакированного сплава 2024Т3

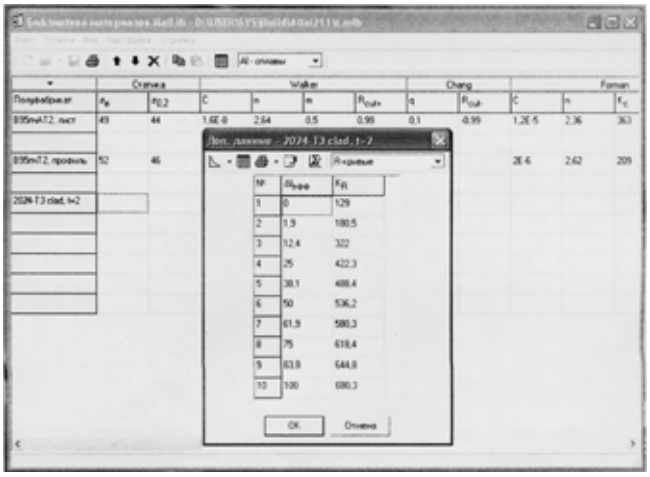


Рис. 2. Интерфейс библиотеки материалов "MatLib"

ОКБ авиационной промышленности с 2002 г., первая DOS-версия системы — с 1995 г. В настоящее время система используется в большинстве ОКБ авиационной промышленности России и Украины для расчета характеристик эксплуатационной живучести (остаточной прочности, длительности роста усталостных трещин и периодичности осмотров) проектируемых самолетов, а также для обоснования назначенного ресурса самолетов. Данную систему использовали также при обосновании прочности самолета Ту-204-120СЕ по условиям ресурса, на который впервые в отечественной практике получен европейский сертификат летной годности EASA.

Программирование системы ведется на языке C++. При разработке системы используется объектно-ориентированное программирование. Сегодня объем программирования по данной системе составляет более 80 000 строк программного текста. Зарубежные аналоги системы "Алтай" — NASGRO (NASA), FATIGUE (MSC) и CRACKS93 (университет в Дейтоне).

R-кривые задаются в библиотеке материалов "MatLib" в виде таблицы (рис. 2). Библиотека является составной частью расчетной системы, но может использоваться самостоятельно как база расчетных характеристик трещиностойкости материалов и некоторых статических характеристик, которые необходимы для расчета живучести. Помимо данных по *R*-кривым библиотека содержит также параметры пяти типов уравнений скорости роста усталостных трещин: уравнения Уолкера, Уолкера—Чанга, Формана, модифицированное уравнение Формана, Уолкера—Чанга для произвольного количества участков; уравнение вязкости разрушения $K_c(W)$, где W — ширина панели, и др.

Возможности системы для расчета остаточной прочности с помощью *R*-кривых

Выбор материала в системе осуществляется по его имени. После задания материала становятся доступными все параметры его свойств, находящиеся в библиотеке материалов MatLib, в том числе и данные по *R*-кривым в виде графиков или таблиц. Остаточную прочность можно определить для любой начальной длины трещины. Точка касания двух кривых $K(l)$ и $K_R(\Delta l_э)$ определяет критическое состояние конструкции. При этом вычисляются критическая длина $l_{сэ}$ трещины и напряжение σ_c разрушения. Интерфейс системы "Алтай" с расчетом остаточной прочности неподкрепленной пластины шириной 760 мм и $l_0 = 100$ мм приведен на рис. 3. В случае подкрепленной панели кроме остаточной прочности обшивки, которая находится решением системы уравнений (1), необходимо вычислить и прочность подкрепления [система уравнений (2)]. Прочность всей панели определяется

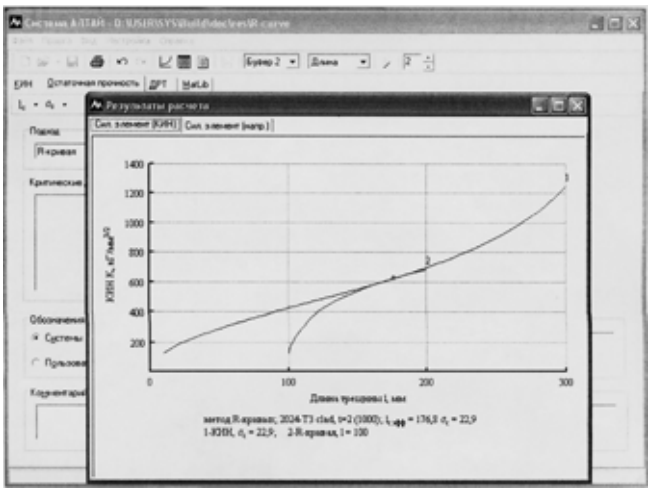
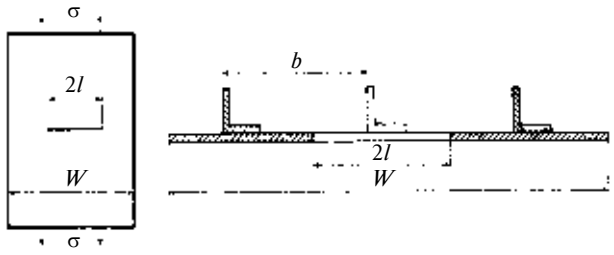


Рис. 3. Интерфейс системы "Алтай":
1 — КИН, σ = 224,8 МПа; 2 — K_R



а) *б*)

Рис. 4. Пластина (*а*) и подкрепленная панель (*б*) с трещинами

минимальными значениями двух полученных показателей прочностей.

Сравнение разных методов расчета остаточной прочности

Сравним два метода расчета остаточной прочности — метод, при котором в качестве критерия разрушения используется вязкость разрушения материала, и метод *R*-кривой. Материал — плакированный сплав 2024Т3 толщиной 2 мм. Данные по *R*-кривой представлены на рис. 1. Исследуем неподкрепленную пластину (рис. 4, *а*) и подкрепленную панель (рис. 4, *б*) шириной 760 мм со сквозными трещинами длиной 2*l*.

Неподкрепленная пластина. Результат расчета остаточной прочности неподкрепленной пластины шириной 760 мм при начальной длине трещины $l_0 = 100$ мм с помощью *R*-кривой показан на рис. 3. Аналогично автоматически система определяет остаточную прочность для ряда значений l (рис. 5). Вязкость разрушения соответствует ширине пластины (760 мм) и определяется *R*-кривой. Результаты, полученные двумя методами для $l = 90 \div 220$ мм очень близки.

Подкрепленная панель. Исследуем подкрепленную панель с двухпролетной трещиной под разрушенным стрингером. Шаг стрингеров в панели

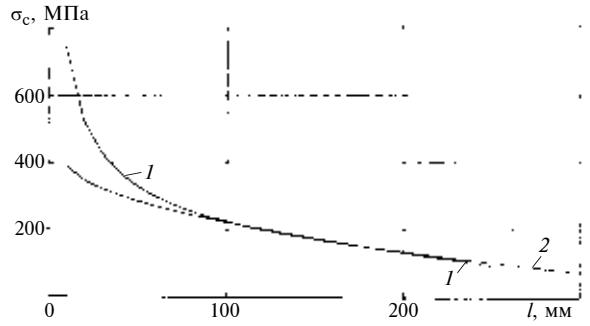


Рис. 5. Зависимости изменения остаточной прочности пластины шириной 760 мм от длины трещины:
1 — метод *R*-кривых; *2* — метод, использующий K_c

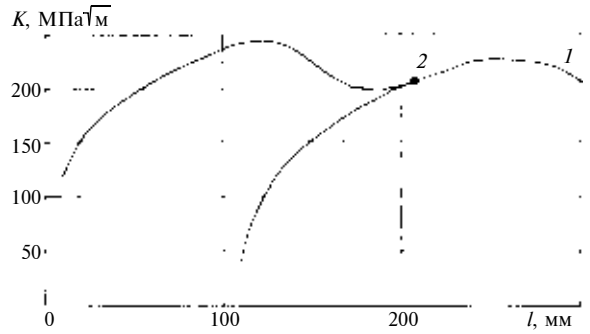


Рис. 6. Зависимости изменения КИН для обшивки подкрепленной панели с двухпролетной трещиной и сопротивления росту трещины от длины трещины при l_0 = 100 мм:
1 — КИН, σ = 330,7 МПа; 2 — K_R

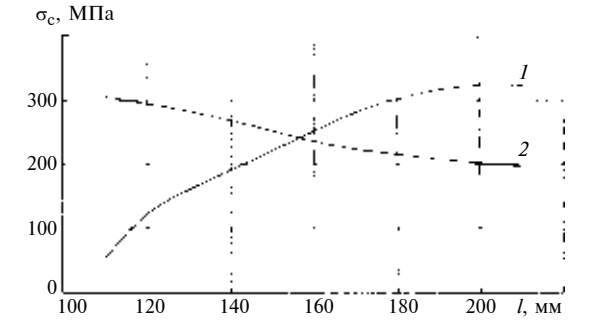


Рис. 7. Зависимости изменения требуемой (*1*) и имеющейся (*2*) прочности стрингера подкрепленной панели с двухпролетной трещиной от длины трещины при l_0 = 100 мм:
1 — $K = K_R$; 2 — $\sigma_{сп}$

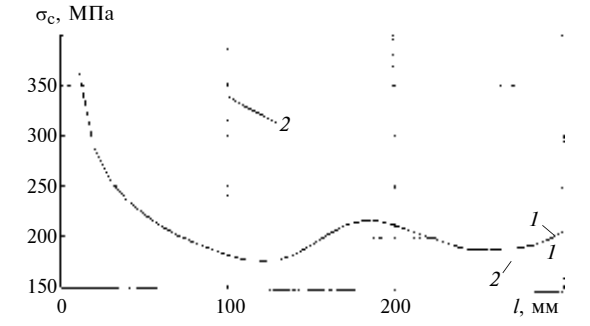


Рис. 8. Зависимости изменения остаточной прочности обшивки (—) и стрингера (– – –) подкрепленной панели с двухпролетной трещиной от длины трещины:
1 — метод, использующий K_c; *2* — метод *R*-кривых

b = 150 мм, отношение площади стрингера к площади примыкающей обшивки $F_{ст}/F_{об}$ = 1.

Остаточная прочность обшивки по *R*-кривой при начальной длине трещины l_0 = 110 мм показана на рис. 6, а прочности стрингера — на рис. 7. Остаточные прочности для подкрепленной панели с двухпролетной трещиной, полученные двумя методами, представлены на рис. 8.

Сравнительный анализ полученных результатов показал, что данные два метода совершенно поразному описывают процесс статического разрушения панели с трещиной. Согласно традиционному подходу при $l = 10 \div 190$ мм критическим элементом является обшивка, а при $l > 190$ мм — стрингер. Расчет по *R*-кривой определяет критическим элементом стрингер при любой длине трещины.

Условия разрушения обшивки [см. уравнения (1)] для данной панели выполняются только в узком диапазоне длин $l = 100 \div 130$ мм и не определяют прочность панели в целом. Это нарушает все прежние представления об остаточной прочности подкрепленных панелей. Испытания панелей на остаточную прочность проводятся, как правило, при отношении $l/b = 1 \div 1{,}2$, т. е. в области, где согласно рис. 8 разница в остаточной прочности не так велика и может быть списана на разброс экспериментальных данных. Однако при высоких эксплуатационных напряжениях $\sigma_э > 220$ МПа метод *R*-кривой дает существенно бóльшие критические значения l, чем традиционный метод, что позволяет увеличить время между периодическими осмотрами конструкции.

Таким образом, результаты расчета остаточных прочностей для неподкрепленной пластины, полученные с помощью *R*-кривой и традиционным методом по критерию K_c, близки практически во всем диапазоне применимости K_c как критерия разрушения, а для подкрепленной панели значительно отличаются. Поэтому полученные результаты необходимо учитывать при выборе и использовании метода расчета остаточной прочности элементов конструкции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Броек Д.** Основы механики разрушения. М.: Высшая школа, 1980. 368 с.

2. **ASTM E 561-94.** Standart practice for R-curve determination.

3. **ЦАГИ** — основные этапы научной деятельности за 1993—2003 гг. М.: Физматлит, 2003. 504 с.

4. **Нестеренко Г. И.** Применение принципов эксплуатационной живучести при создании широкофюзеляжных самолетов. Прочность самолетных конструкций. М.: Машиностроение, 1982. С. 151—189.

5. **Dementev A. D.** ALTAI system for structural damage tolerance analysis. Experimental facilities and aircraft certification // International symposium, Zhukovsky: 1995. P. 227—232.

6. **Дементьев А. Д.** Современное состояние разработки автоматизированной системы расчета живучести конструкций "Алтай" // Ученые записки ЦАГИ. 2001. Т. 32. № 1, 2. С. 151—155.

УДК 658.512.2:62-29.001.891.57

М. Ф. ПАШКЕВИЧ, В. М. ПАШКЕВИЧ, доктора технических наук,
М. Н. МИРОНОВА
(ГУВПО "Белорусско-Российский университет", г. Могилев),
e-mail: MarinaMN@tut.by

Моделирование конструктивных схем и проектирование средств технологической оснастки на основе функциональных семантических сетей

Рассмотрена возможность применения функциональных семантических сетей для проектирования средств технологической оснастки. Показана структура системы и приведен пример выбора оптимальной структуры станочного приспособления для установки призматической заготовки при обработке концевым инструментом.

Ключевые слова: моделирование, конструктивные схемы, технологическая оснастка, функциональные семантические сети, металлорежущие станки.

The possibility of use of functional semantic networks for the design of tooling is considered. Structure of the system is presented, and an example of choosing the optimal structure of machine tools to install a prismatic workpiece at processing by the terminal tool is shown.

Keywords: modeling, design schemes, tooling, functional semantic networks, machine tools.

Интенсифицировать создание технологической оснастки можно новыми методами проектирования, основанными на моделировании с применением информационных технологий, один из которых предполагает использование искусственного интеллекта и позволяет найти оптимальное решение или выделить область субоптимальных решений, в пределах которой находится требуемое решение.

Выбор структуры и расчет станочных приспособлений предлагается осуществлять с применением функциональных семантических сетей, позволяющих выполнять многофакторную оптимизацию. Функциональная семантическая сеть состоит из множества параметров, представляющих собой параметры решаемых задач, исходные данные и множество отношений, определяющих функциональные зависимости между параметрами [1].

Под отношением R функциональной семантической сети, определенным на k своих параметрах $P_1, ..., P_k$, понимается некоторое подмножество декартова произведения доменов D_i (множеств возможных значений параметра P_j) [1]: $R(P_1, ..., P_k) \subseteq D_1 \times ... \times D_k$, где $P_j \in D_j$, $j = 1, 2, ..., k$.

Отношение R указывает на существование определенных зависимостей между параметрами сети в пространстве, определяемом декартовым произведением их доменов. Любой кортеж, удовлетворяющий отношению R, является его элементом, что эквивалентно условию $(P_1, ..., P_j, ..., P_k) \in R$.

Поиск решения на функциональной семантической сети может быть описан следующим образом. Выделим в кортеже какой-либо параметр P_j, обозначив его через y. Отношение будет функциональным, если для всего множества кортежей будут различными кортежи $(P_1, ..., P_{j-1}, P_{j+1}, ..., P_k)$. В этом случае кортежу $(P_1, ..., P_{j-1}, P_{j+1}, ..., P_k)$ соответствует не более одного значения $P_j = y$ так, что $(P_1, ..., P_j, ..., P_k) \in R$. Следовательно, значение $P_j = y$ однозначно определяется значениями кортежа $(P_1, ..., P_{j-1}, P_{j+1}, ..., P_k)$ и определяет функцию $y = F^{(P_j)}(P_1, ..., P_{j-1}, P_{j+1}, ..., P_k)$, которая называется разрешением функционального отношения для параметра $P_j = y$.

Решение в данном случае заключается в поиске кортежа $(P_1, ..., P_{j-1}, P_{j+1}, ..., P_k)$.

При решении конкретной задачи с использованием семантической сети определяется минимально замкнутая подсистема отношений для поставленной задачи. Для этих отношений осуществляется поиск кортежей относительно их разрешений. При этом в отношениях, входящих в минимально замкнутую систему, выявляются входные и выходные параметры, что приводит к преобразованию отношений в соответствующие функции:

$$R(P_1, ..., P_k) \rightarrow$$

$$\rightarrow F^{(P_j)}(P_1, ..., P_{j-1}, P_{j+1}, ..., P_k).$$

Функциональную семантическую сеть удобно изображать в виде двудольного графа с двумя типами вершин. При проектировании технологической оснастки первый тип вершин представляет собой параметры установочных и зажимных элементов станочного приспособления, а также параметры используемого привода. Второй тип описывает отношения, определяющие функциональные зависимости между этими параметрами.

На рис. 1 изображено станочное приспособление, использу-

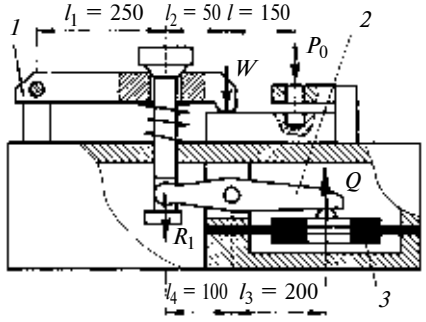


Рис. 1. Схема проектируемого станочного приспособления

мое при обработке заготовок концевым инструментом и предназначенное для полного базирования заготовок по трем плоскостям и закрепления силами, направленными по нормали к опорной плоскости. Закрепление заготовки осуществляется с помощью мембранного пневмоцилиндра *3*. Усилие зажима передается на прихват *1* через рычажный механизм *2*.

Построим функциональную семантическую сеть для силового расчета данного станочного приспособления. Для этого определим требуемую силу закрепления заготовки, с учетом которой в дальнейшем рассчитываются параметры зажимных механизмов. Сила закрепления при данной схеме базирования определяется формулой [2] $W = KM/(0{,}001lf)$, где K — коэффициент запаса; M — момент сил резания; l — расстояние между осью обрабатываемого отверстия до точки приложения силы закрепления; f — коэффициент трения.

При расчете зажимных механизмов определяют силу Q привода, достаточную для обеспечения требуемого зажимного усилия W. Для любого простого механизма можно определить передаточное отношение сил [2] $i = W/Q$, где W — требуемая сила закрепления заготовки; Q — сила, развиваемая силовым механизмом приспособления.

Для прихвата *1* передаточное отношение сил имеет вид [2]: $i_1 = l_1\eta/(l_1 + l_2)$, где l_1 — расстояние от опоры прихвата до точки приложения силы R_1 к прихвату; l_2 — расстояние от линии действия силы R_1 на прихват до точки приложения силы W закрепления заготовки; η — коэффициент, учитывающий потери на трение в шарнире прихвата.

Для рычажного механизма *2* передаточное отношение сил определяется выражением [2]: $i_2 = \eta_1 l_3/l_4$, где l_3 — расстояние от опоры рычажного механизма до линии действия силы R_1; η_1 — коэффициент, учитывающий потери на трение в шарнире рычага *2*.

Общее передаточное отношение сил $i = i_1 i_2$.

Для обеспечения необходимого воздействия зажимных элементов на закрепляемую заготовку в станочном приспособлении используется пневматический мембранный привод, сила на штоке которого определяется выражением [2]: $Q = \left(0{,}696 - 0{,}06\dfrac{D}{d}\right)pD^2$, где D — диаметр мембраны; d — диаметр опорной шайбы; p — давление в цилиндре.

В результате получены математические зависимости, которые для формирования функциональной семантической сети необходимо преобразовать в вид $R = \{f(P_1, ..., P_j) = 0\}$:

$$\left.\begin{aligned}
R_1 &= \left\{\frac{KM}{0{,}001lf} - W = 0\right\};\\
R_2 &= \left\{\frac{\eta l_1}{l_2 + l_1} - i_1 = 0\right\};\\
R_3 &= \left\{\frac{\eta_1 l_3}{l_4} - i_2 = 0\right\};\\
R_4 &= \{i_1 i_2 - i = 0\};\\
R_5 &= \{Qi - W = 0\};\\
R_6 &= \left\{\left(0{,}696 - 0{,}06\frac{D}{d}\right)pD^2 - \right.\\
&\left. - Q = 0\right\}.
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Определим параметры, входящие в выражения (1):

$$\left.\begin{aligned}
&R_1(k, M, l, f, W) =\\
&= \left\{k, M, l, f, W \geqslant 0 \middle| \frac{KM}{0{,}001lf} - \right.\\
&\left. - W = 0\right\};\\
&R_2(l_1, l_2, \eta, i_1) =\\
&= \left\{l_1, l_2, \eta, i_1 > 0 \middle| \frac{\eta l_1}{l_2 + l_1} - i_1 = 0\right\};\\
&R_3(l_3, l_4, \eta_1, i_2) =\\
&= \left\{l_3, l_4, \eta_1, i_2 > 0 \middle| \frac{\eta_1 l_3}{l_4} - i_2 = 0\right\};
\end{aligned}\right\}$$

$$\left.\begin{aligned}
&R_4(i_1, i_2, i) =\\
&\{i_1, i_2, i > 0 | i_1 i_2 - i = 0\};\\
&R_5(Q, W, i) =\\
&\{Q, W, i > 0 | Qi - W = 0\};\\
&R_6(D, d, p, Q) =\\
&\left\{D, d, p, Q > 0 \middle| \left(0{,}696 - 0{,}06\frac{D}{d}\right)pD^2 - \right.\\
&\left. - Q = 0\right\}.
\end{aligned}\right\}$$

Для наглядного изображения связи между параметрами проектируемой системы функциональную семантическую сеть представляют в виде двудольного неориентированного графа, в котором вершины-кружки являются параметрами проектируемой системы, а вершины-прямоугольники отражают отношения между ними.

На рис. 2 представлена функциональная семантическая сеть силового расчета станочного приспособления, представленная на рис. 1, на основании которой в зависимости от исходных данных можно решать множество задач, связанных с определением оптимальных параметров проектируемой системы.

Для практической реализации моделирования технологической оснастки посредством функциональных семантических сетей была создана интеллектуальная система, осуществляющая проектирование и расчет станочных приспособлений. База знаний системы имеет трехуровневую структуру и состоит из компонентов знаний на техническом, математическом и программном уровнях. Компоненты знаний на техническом уровне включают в себя различные виды структурных элементов станочных приспособлений. На математическом уровне этим структурам соответствуют математические выражения, а на программном уровне — модули [3].

В ходе проектирования станочных приспособлений с помощью разработанной системы можно определять как оптимальные параметры элементов, так и

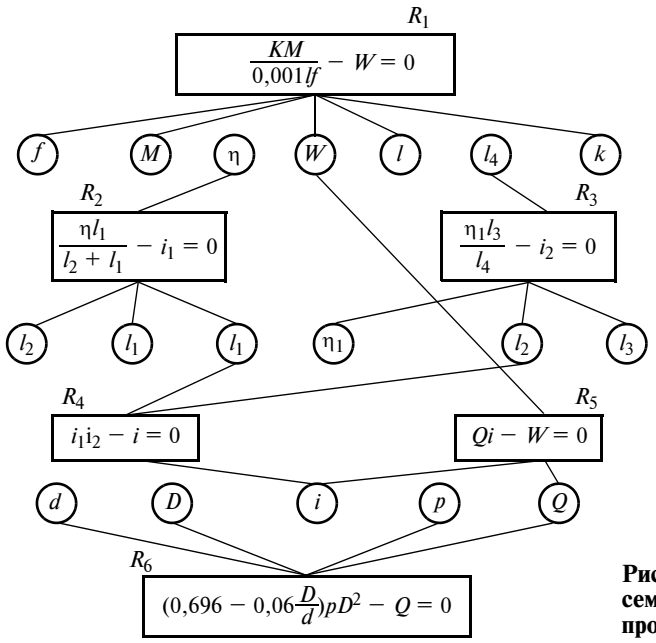


Рис. 2. Функциональная семантическая сеть для проектируемой системы

оптимальную структуру проектируемого приспособления. При определении оптимальных параметров элементов станочных приспособлений задается структура объекта исходя из его функционального назначения и реальных имеющихся элементов, а также накладываются ограничения на параметры системы, значения которых не должны отличаться от заданных [3].

В основу данной системы положен метод синтеза, так как конструкции станочных приспособлений отличаются большим многообразием, многокомпонентностью и иерархичностью структур, сложной геометрией их составляющих и широкими диапазонами размеров. Синтез структуры проходит в несколько этапов, каждый из которых соответствует построению одной из функциональных групп конструктивных элементов приспособления и состоит из трех частей: 1) выбирается и анализируется информация, определяющая схему установки или зажима; 2) выбирается схема конструкции функциональной группы; 3) устанавливается конструктивное воплощение выбранной схемы.

При выборе конструкции функциональной группы определяется совокупность наименований конструктивных элементов, отвечающих за определенные рабочие функции. Например, схема функциональной группы установочных элементов (схема установки) может состоять из цилиндрических и ромбических пальцев и плоскости приспособления. Примером схемы зажима может служить зажим заготовки отводным прихватом с прижимом боковыми винтами.

На первом этапе синтеза конструкции станочного приспособления указывается схема базирования заготовки в приспособлении. Конкретной схеме базирования ставится в соответствие некоторое множество допустимых схем установки заготовки, т. е. устанавливается совокупность данных: {П, СБ, УЭ}, где П — базовые поверхности заготовки; СБ — схема базирования; УЭ — установочные элементы. На рис. 3 представлена совокупность данных для выбора схемы установки заготовки в приспособлении при обработке концевым инструментом.

Второй этап — синтез зажимных механизмов приспособления, рассматривается совокупность данных: $\{\text{ТЗЭ}, \text{ЗЭ}_i\}_{i=1}^{p}$, где ТЗЭ — тип i-го зажимного механизма; ЗЭ_i — i-й зажимной механизм; p — число зажимных механизмов, входящих в состав конструкции приспособления.

Третий этап — указывают тип применяемого привода и его размеры.

В данной системе для синтеза структуры используют фреймы-прототипы элементов, объединенные в единую структуру. При выборе узлов приспособления

Рис. 3. Совокупность данных для выбора схемы установки заготовки в приспособлении при обработке концевым инструментом

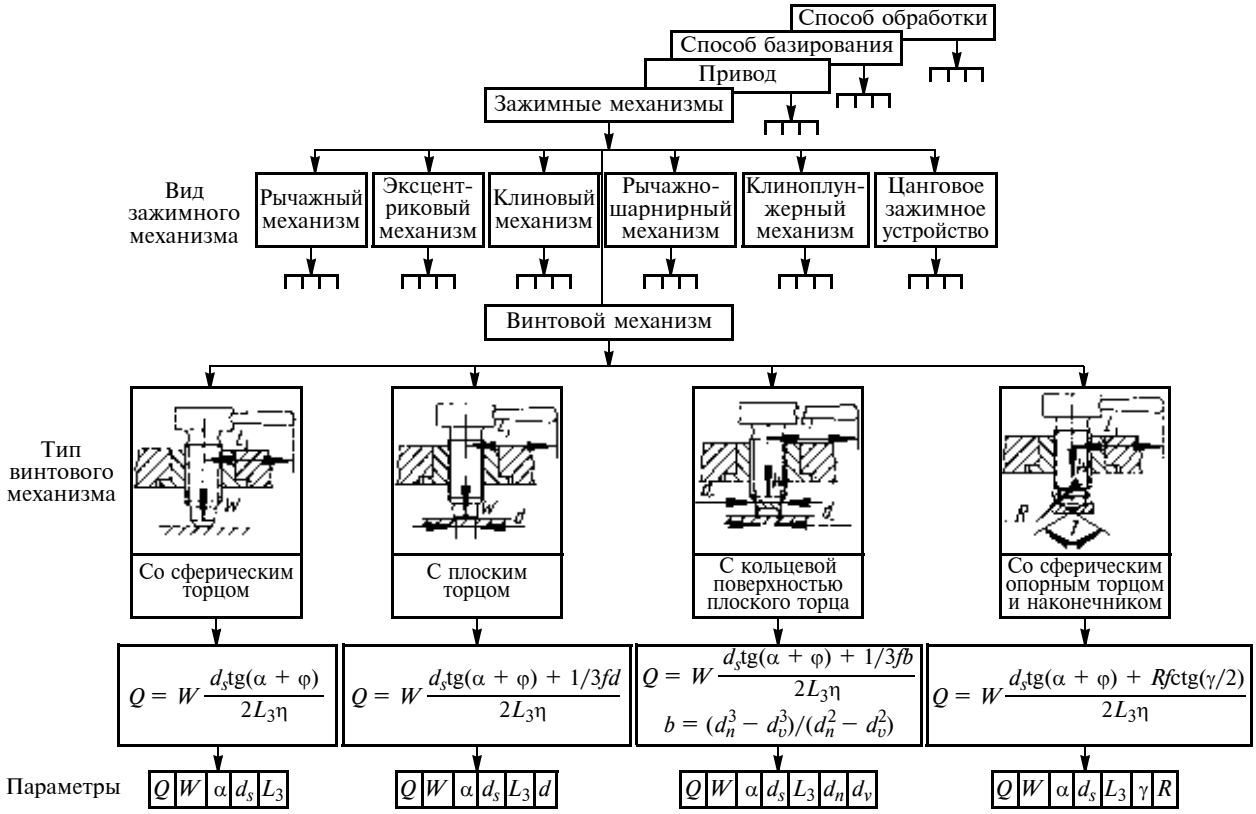


Рис. 4. Структура предметного уровня знаний для выбора зажимных механизмов

фреймы-прототипы преобразуют в фреймы-экземпляры и объединяют в сеть фреймов, которая и представляет собой техническую модель. На рис. 4 приведена структура предметного уровня знаний для выбора зажимных механизмов, состоящая из фреймов-прототипов. Структура представляет собой граф "И/ИЛИ", описывающий различные варианты зажимных механизмов. Приведены механизмы и соответствующие им расчетные выражения и их параметры.

По окончании синтеза конструкции автоматически формируется математическая модель в виде функциональной семантической сети, для работы с которой необходимо задать исходные данные и наложить ограничения на параметры системы, значения которых не должны отличаться от заданных.

При решении оптимизационной задачи система путем анализа выражений находит такие, которые позволяют получить необходимые параметры элементов станочных приспособлений. Они преобразовываются в соответствующие функции, на основе которых механизм логического вывода осуществляет решение поставленной задачи.

Задача нахождения оптимальной структуры решается при условии, что параметры проектируемой системы заданы, требуется найти из множества вариантов структуру, обеспечивающую экстремум критерия оптимальности. Для этого выполняется расчет различных вариантов структурных схем и выбирается схема с наилучшими проектными характеристиками.

Были выявлены следующие критерии выбора оптимальной структуры станочных приспособлений: точность установки заготовки в приспособлении; сила закрепления заготовки, развиваемая силовым механизмом; коэффициент усиления силового механизма; сила, развиваемая приводом.

Критериями выбора оптимальной схемы установки заготовки в приспособлении являются точностные показатели — погрешности базирования и закрепления. При этом погрешность установки должна быть минимальной: $\varepsilon_y \to \min$.

Оптимальное сочетание разных силовых механизмов с различными

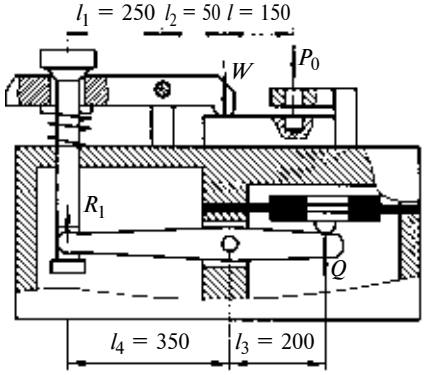


Рис. 5. Схема проектируемого станочного приспособления

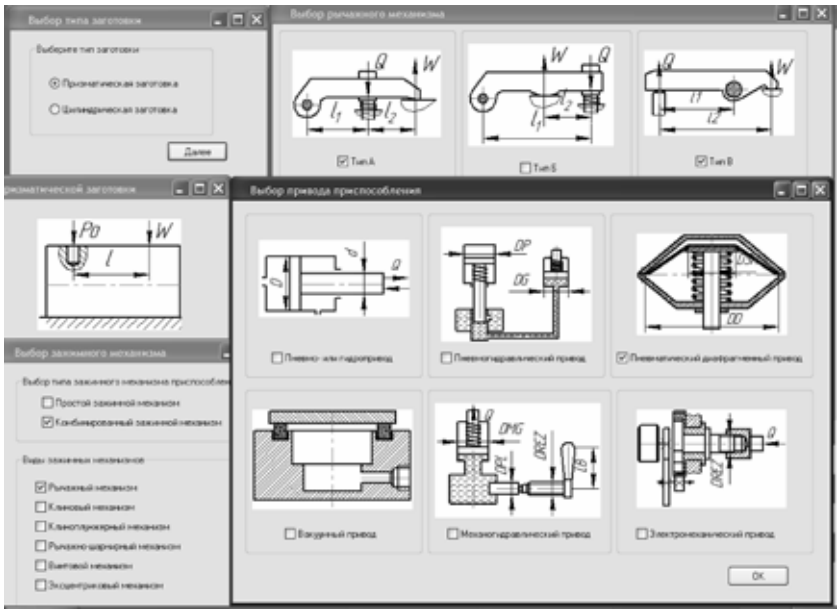


Рис. 6. Диалоговое окно выбора зажимных механизмов первого приспособления

типами привода определяется на основе второго критерия выбора структуры станочного приспособления: одна и та же сила закрепления может обеспечиваться множеством силовых механизмов в сочетании с различными приводами. Для этого системой определяются: сила $W_{тр}$ закрепления заготовки в зависимости от сил резания; коэффициент i усиления рассматриваемого силового механизма; сила Q, развиваемая приводом; сила W_r, закрепления заготовки со стороны силового механизма. Сочетание силового механизма с приводом определяется из условия $W_{тр} \leqslant W_р = iQ$ при $W_р - W_{тр} \to \min$.

Для определения оптимальной структуры силового механизма сравниваются коэффициент усиления рассматриваемых схем с коэффициентом усиления, обеспечивающим надежное закрепление заготовки при обработке на заданном режиме с заданными параметрами привода приспособления. Функция анализатора — выполнение условия надежного закрепления заготовки: $i_р \geqslant i_{тр} = W_{тр}/Q$ при $i_р - i_{тр} \to \min$, где $i_{тр}$ — требуемый коэффициент усиления.

В результате формируется информационная модель, отражающая элементный состав конструкции, которая основана на определении конструкции как множества метрически определенных конструктивных элементов.

Обозначив информационную модель конструкции $\overline{K}$, запишем: $\overline{K} = \{\overline{K\Theta}_1, \overline{K\Theta}_2, ..., \overline{K\Theta}_n\} = \{\overline{K\Theta}_i\}_{i=1}^{n}$, где $\overline{K\Theta}_i$ — метрическая определенность i-го конструктивного элемента; n — число элементов в конструкции приспособления.

Метрическая определенность i-го конструктивного элемента определяется выражением $\overline{K\Theta}_i = (K\Theta_i, \bar{\nu}_i)$, где $K\Theta_i$ — код i-го конструктивного элемента приспособления; $\bar{\nu}_i = (\nu_1, ..., \nu_q)$ — вектор размерных параметров i-го конструктивного элемента (q — число размерных параметров, характеризующих i-й конструктивный элемент приспособления).

Рассмотрим выбор оптимальной структуры станочного приспособления для установки призматической заготовки при обработке концевым инструментом, критерий выбора — коэффициент усиления силовых механизмов. Выбираем из схем, представленных на рис. 1 и 5, исходные данные: диаметр инструмента $D_{ин} = 15$ мм; подача инструмента $S = 0{,}14$ мм/об; предел прочности обрабатываемого материала $\sigma_в = 750$ МПа; размеры: $l = 150$ мм, $l_1 = 250$ мм, $l_2 = 50$ мм, $l_3 = 200$ мм, для первого приспособления (см. рис. 1) $l_4 = 100$ мм, для второго приспособления (см. рис. 5) $l_4 = 350$ мм; давление в пневмоцилиндре $p = 0{,}63$ МПа; диаметр мембраны пневмоцилинра $D = 60$ мм. Для этого в систему вводим описание технической модели и формулируем задачу, т. е. пользователь в диалоговом режиме указывает вид обработки, тип заготовки, перечисляет агрегатный состав проектируемой системы. На рис. 6 показано диалоговое окно выбора зажимных механизмов для первого станочного приспособления (см. рис. 1).

Расчетом были определены: коэффициент усиления ($i_{тр} = 1{,}06$) и развиваемые коэффициенты $i_р$ усиления силовых механизмов для первого и второго приспособлений соответственно 1,2 и 2,06, которые больше требуемого, $i_р \geqslant i_{тр}$. Причем для первой схемы разница меньше, $i_р - i_{тр} = 0{,}14$. Таким образом, оптимальной конструктивной схемой приспособления является схема, представленная на рис. 1.

Предложенное моделирование средств технологической оснастки позволяет находить оптимальные варианты конструктивных схем станочных приспособлений, обеспечивая наиболее высокие их показатели.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Поспелов Г. С.** Искусственный интеллект — основа новой информационной технологии. М.: Наука, 1988. 280 с.

2. **Технологическая** оснастка / М. Ф. Пашкевич, Ж. А. Мрочек, Л. М. Кожуро, В. М. Пашкевич. Минск: Адукацыя і выхаванне, 2002. 320 с.

3. **Пашкевич В. М., Миронова М. Н.** Расчет станочных приспособлений на основе использования семантических сетей // Вестник Бел.-Рос. ун-та. 2007. № 4. С. 98—106.

УДК 621.791.01:536.2

А. А. ОСТСЁМИН, д-р техн. наук (Южно-Уральский НПЦ, г. Челябинск)

Методика расчета скорости плавления электродной проволоки при дуговой сварке

Предложена математическая модель скорости электродной проволоки при дуговой сварке в защитных газах из низколегированных сталей. Погрешность формулы от экспериментальных данных не превышает 4 %.

Ключевые слова: дуговая сварка, скорость плавления, электродная проволока, напряжение дуги, диаметр проволоки.

A mathematical model of the speed of electrode wire for electric arc welding in shielding gases from low-alloy steels is proposed. The error formula from the experimental data does not exceed 4 %.

Keywords: arc welding, melting rate, electrode wire, arc voltage, wire diameter.

В основе повышения эффективности производства сварных конструкций лежит снижение расходов сварочных материалов, электроэнергии и трудоемкости. Однако пути уменьшения расходов материалов и электроэнергии исследованы недостаточно. В производстве сварных конструкций имеет место относительно высокий удельный вес наплавленного металла. Для получения хорошего внешнего вида сварного шва, провара требуемой формы, небольших потерь на разбрызгивание и высокой производительности сварочных работ необходимо определить оптимальные режимы. При сварке в среде углекислого газа параметры сварного шва зависят от рода защитного газа, силы сварочного тока, напряжения дуги, диаметра и скорости плавления электродной проволоки, пространственного выполнения сварки, динамических свойств источника питания и других факторов.

Скорость υ плавления электродной проволоки является одним из основных показателей режима дуговой сварки в защитных газах и под флюсом, определяющим производительность процесса сварки. Скорость плавления электродной проволоки изменяется в широком диапазоне. Причем интенсивность нарастания скорости плавления с увеличением тока повышается, а с увеличением напряжения дуги несколько уменьшается. При сварке в углекислом газе используют электродную проволоку малых диаметров и применяют ток высокой плотности, что обусловливает большую скорость плавления электрода. Математическая модель процесса плавления электродной проволоки в сочетании с моделью плавления основного металла позволяет создать методики расчета и оптимизации режимов сварки с применением ЭВМ.

Известны теоретические и эмпирические методики определения скорости плавления электродной проволоки при механизированных способах дуговой сварки [1—3], при которых применяют формулу [1]

$$\upsilon = \alpha_{\text{р}} I_{\text{св}}/(3600\gamma F), \qquad (1)$$

где $\alpha_{\text{р}}$ — коэффициент расплавления электрода; $I_{\text{св}}$ — сварочный ток; γ — плотность металла электрода; $F = \pi d_{\text{э}}^2/4$ — площадь поперечного сечения электродной проволоки (диаметр электродной проволоки).

Недостатком формулы (1) является сложное определение коэффициента $\alpha_{\text{р}}$ расплавления электрода по эмпирическим уравнениям с учетом приближенной формулы для теплоты $Q_{\text{п.п}}$, необходимой для предварительного подогрева вылета электродной проволоки током, который характеризуется большим числом теплофизических коэффициентов, приведенных в работе [1] только для низкоуглеродистой и низколегированной стальных проволок.

На основе уравнения баланса энергии в электроде получено сложное приближенное уравнение [2] скорости плавления проволоки:

$$\upsilon = \frac{4AI_{\text{св}}}{\pi H_{\text{к}}\gamma d_{\text{э}}^2} + \frac{1}{\pi H_{\text{к}}\gamma}\left(4B + \frac{16\rho}{\pi}\right)\frac{I_{\text{св}}^2 l}{d_{\text{э}}^4}, \qquad (2)$$

где A и B — эмпирические коэффициенты; $H_{\text{к}}$ — удельное теплосодержание электродного металла при температуре $T_{\text{к}}$ плавления капель; $d_{\text{э}}$ и l — диаметр и вылет электродной проволоки.

При сварке в среде углекислого газа электродной проволокой Св-08Г2С погрешность расчетов по уравнению (2) составляет 17,6 %, а при сварке титановой проволокой ВТ1 под слоем флюса АНТ-Э — 15,1 %.

На основе упрощенного уравнения теплового баланса электрода с учетом правила Ньютона предложено уравнение [3]

$$\upsilon = \frac{\eta_{\text{э}} U_{\text{св}} I_{\text{св}}}{\gamma F(H_{\text{к}} - H_{\text{ТМ}})}, \qquad (3)$$

где $\eta_{\text{э}} = U_{\text{э}}/U_{\text{св}}$ — коэффициент; $U_{\text{э}}$ — эффективное падение напряжения в приэлектродной области; $H_{\text{ТМ}}$ — удельное теплосодержание металла электрода при температуре $T_{\text{ТМ}}$ максимального нагрева электродной проволоки. Недостатком уравнения (3) является сложное определение показателя $H_{\text{ТМ}}$, который определяется отношением вылета l электродной проволоки к скорости υ ее плавле-

ния. Поэтому формулу (3) рекомендуется использовать при научно-исследовательских работах [3]. Имеются и другие, менее точные методики определения скорости v по эмпирическим формулам, графикам и таблицам.

Дуговая сварка широко применяется при производстве сварных конструкций из черных, цветных металлов (титана, алюминия, меди) и сплавов на их основе. Поэтому разработка математической модели процесса плавления электродной проволоки при механизированных способах сварки имеет практическое значение. В работе [3—6] теоретически решаются задачи распределения температуры, выделения энергии на вылете электродной проволоки, баланса энергии в приэлектродных областях и переноса электродного металла. На основании положений работ [3—6] разработана математическая модель плавления электродной проволоки при механизированных способах дуговой сварки и получены формулы для определения скорости v ее плавления.

Методика решения и основные результаты

Упрощенное уравнение теплового баланса электрода можно представить на основе работы академика Н. Н. Рыкалина [3]:

$$c\gamma \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}t} = \rho j^2 - \alpha(T_n - T_0)\frac{\pi d_n}{F}, \qquad (4)$$

где $j = 4I_{\text{св}}/(\pi d_{\text{э}}^2)$ — плотность тока; ρ — удельное сопротивление металла электрода; α — коэффициент теплоотдачи; T_n — средняя температура слоя покрытия электрода; T_0 — температура электрода; $c\gamma$ — коэффициент объемной теплоемкости; d_n — диаметр покрытия электрода.

Методика расчета основана на совместном решении уравнения (3) и дифференциального линейного уравнения (4) первого порядка нагрева электродной проволоки проходящим по нему током.

Дифференциальное линейное уравнение (4) первого порядка с постоянными коэффициентами решается путем разделения переменных. При граничном условии $t = 0$; $T = 0$, при котором сварки нет и температура нагрева электрода равна нулю, общее решение уравнения (4) имеет вид:

$$T_{\text{ТМ}} = N(1 - e^{-at}), \qquad (5)$$

где $a = \alpha\pi d_n/(Fc\gamma)$; $N = \rho j^2 F/(\pi d_n \alpha)$.

Для определения температуры $T_{\text{ТМ}}$ и удельного теплосодержания $H_{\text{ТМ}}$ металла электрода в уравнение (5) вместо произвольного значения времени t подставим максимальное значение $t_{\max} = l/v$ [6]. Разложив экспоненту в ряд $e^{-at} = 1 - at + \frac{a^2t^2}{2!} - \frac{a^3t^3}{3!}$ и оставив первые два члена из общего решения уравнения (5), получим частное решение:

$$\left.\begin{aligned} T_{\text{ТМ}} &= \frac{1}{c\gamma}\rho j^2 \frac{l}{v}; \\ H_{\text{ТМ}} &= cT_{\text{ТМ}}, \end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

где c — среднее значение теплоемкости металла сварочной проволоки.

Из уравнения (6) следует [6]: если пренебречь теплоотдачей с поверхности электрода и теплопроводностью, то температуру $T_{\text{ТМ}}(t)$ участка электродной проволоки можно считать приблизительно пропорциональной времени t нагрева.

Если оставить три члена из разложения экспоненты e^{-at} в ряд, то получим квадратное уравнение для скорости плавления электродной проволоки:

$$v = \frac{(Ml + A/P) - \sqrt{(Ml + A/P)^2 - 2H_{\text{к}}aMl^2}}{2H_{\text{к}}}, \qquad (7)$$

где $M = \rho j^2/(c\gamma)$; $P = \gamma F$; $A = \eta_{\text{э}} I_{\text{св}} U_{\text{св}}$.

Скорость v плавления по приближенной формуле (7) зависит от напряжения $U_{\text{у}}$ дуги, сварочного тока $I_{\text{св}}$, вылета l проволоки, диаметра $d_{\text{э}}$ сварочной проволоки, эффективного КПД дуги, удельного теплосодержания $H_{\text{к}}$ электродного металла, коэффициента $c\gamma$, удельного сопротивления ρ металла электрода, коэффициента α теплоотдачи и других коэффициентов.

Подставив $H_{\text{ТМ}}$ из формулы (6) в уравнение (3), получим выражение для скорости плавления (подачи) электродной проволоки при дуговой сварке:

$$v = \frac{j}{\gamma H_{\text{к}}}(U_{\text{э}} + \rho j l). \qquad (8)$$

При v по формуле (8) эффективное падение напряжения $U_{\text{э}}$ определяют по уравнениям, приведенным в работах [4, 5], в которых принимают условие: $\varphi_{\text{к}} = \varphi_{\text{а}} = \varphi$ [4]. Для обратной полярности тока имеем:

$$U_{\text{эа}} = U_{\text{а}} + (\varphi + 2KT_{\text{с}}) + P_{\text{ис}}/I_{\text{св}}, \qquad (9)$$

где $U_{\text{а}}$ — падение напряжения в анодной области; φ — потенциал выхода электронов; $K = 0{,}86 \cdot 10^{-4}$ В/К — постоянная Больцмана, деленная на заряд электрона; $T_{\text{с}} = 6000$ К — температура в столбе дуги [5]; $P_{\text{ис}}$ — расход энергии на испарение металла электрода.

Для прямой полярности тока получим выражение

$$U_{\text{эк}} = U_{\text{к}} - (\varphi + 2KT_{\text{с}}) - P_{\text{ис}}/I_{\text{св}}, \qquad (10)$$

где $U_{\text{к}} = U_{\text{ак}} - U_{\text{а}}$ — падение напряжения в катодной области; $U_{\text{ак}}$ — суммарное падение напряжения в анодной и катодной областях.

Таблица 1

$I_{св}$, А	$d_э$, мм	l, мм	v, м/ч		Погрешность, %
			по уравнению (8)	экспериментальная [8]	
200	1,4	14	240	243	−1,25
300	1,4	14	394	420	−6,5
200	1,6	16	170	180	−5,9
300	1,6	16	288	290	−0,7
400	1,6	16	411	420	−2,1
400	2,0	20	239	240	−0,4
500	2,0	20	317,5	330	−3,9
600	2,0	20	403,2	410	−1,6

Примечание. Средняя погрешность: при $d_э$ = = 1,4 мм — 3,9 %, $d_э$ = 1,6 мм — 2,9 %, $d_э$ = 2 мм — 2 %.

Таблица 2

Дуга	$I_{св}$, А	$d_э$, мм	l, мм	v, м/ч		Погрешность, %
				расчетная	экспериментальная [9]	
Зависимая (прямого действия)	400	2,0	10	268	260	2,9
	400	2,0	20	296	285	3,8
	400	2,0	30	325	310	4,6
Независимая (косвенного действия)	400	2,0	10	268	270	−0,007
	400	2,0	20	296	300	−1,2
	400	2,0	30	325	340	−4,6

Примечание. Средняя погрешность: для зависимой дуги — 3,8 %, для независимой — 1,9 %.

Из формулы (10) следует, что на катоде не вся выделяемая энергия $U_к$ переходит в теплоту, часть ее ($\varphi + 2KT$) уносится электронами в плазму. На аноде, наоборот, потенциальная (φ) и термическая ($2KT$) энергии электронов складываются по уравнению (9) с энергией, определяемой падением напряжения на аноде [4].

В приближенных расчетах иногда пренебрегают испарением электронов и исключают из уравнений (9) и (10) члены $P_{ис}/I_{св}$, приводя их к простому виду. Однако пренебрегать испарением нельзя [5]. Для сварки переменным током запишем:

$$U_{эп} = \frac{U_а + U_{ис}}{2} - \frac{P_{ис}}{I_{св}}. \qquad (11)$$

Подставив формулу (5) в уравнение (3), получим трансцендентное уравнение для скорости плавления проволоки:

$$v = \frac{\eta_э I_{св} U_{св}}{\gamma F[H_к - cN(1 - e^{-al/v})]}, \qquad (12)$$

где a и N приведены в формуле (5).

Уравнение (12) следует применять в исследовательских работах. Значения входящих в уравнения (9)—(13) параметров [5]: $U_{ак}$ = 18 В; φ = 4,36 В; $T_с$ = 6000 К; $P_{ис}/I_{св}$ = 2 В. Согласно данным работы [2]: $U_а$ = 2,43 В; $\rho = 75 \cdot 10^{-6}$ Ом · мм; γ = 7,8 г/см^3.

Экспериментальные исследования влияния тока и полярности на теплосодержание $H_к$ и температуру $T_к$ капель электродного металла при сварке в углекислом газе проволоками различного диаметра приведены в работе [7]. При увеличении сварочного тока температура капель снижается вследствие нагрева проволоки на вылете. При токе обратной полярности температура капель намного выше, чем в случае тока прямой полярности. При одинаковой плотности тока теплосодержание капель выше при сварке проволокой большего диаметра. Исследования [7] показали, что в случае тока обратной полярности существует четкая связь между плотностью j тока и теплосодержанием $H_к$. Снижение теплосодержания $H_к$ капель вызвано нагревом электродной проволоки на вылете. При расчетах для сварного тока обратной полярности принимали $H_к$ = 1900 Дж/г, для тока прямой полярности — $H_к$ = 2000 Дж/г [7].

В табл. 1 приведены результаты расчетов по уравнению (8) и экспериментальные данные [8] при обратной полярности тока; в табл. 2 — при прямой полярности тока [9], анализ которых показал достаточно небольшую погрешность уравнения (8): для обратной полярности тока 2÷3,9 %, для прямой полярности — 1,9 % (для независимой дуги) и 3,8 % (для зависимой дуги).

Таким образом, полученные математическую модель и формулы для скорости плавления электродной проволоки можно применять для оптимизации режимов при дуговой сварке в защитных газах конструкций из низколегированных сталей и цветных металлов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Акулов А. И., Бельчук Г. А., Демянцевич В. П.** Технология и оборудование сварки плавлением. М.: Машиностроение, 1977. 432 с.
2. **Коринец И. Ф.** Математическая модель плавления электродной проволоки при дуговой сварке // Автоматическая сварка. 1995. № 10. С. 39—43.
3. **Рыкалин Н. Н.** Расчеты тепловых процессов при сварке. М.: Машгиз, 1951. 296 с.
4. **Теория** сварочных процессов / Под ред. В. В. Фролова. М.: Высшая школа, 1988. 560 с.
5. **Лесков Г. И.** Электрическая сварочная дуга. М.: Машиностроение, 1970. 336 с.
6. **Багрянский К. В., Добротина Э. А., Хренов К. К.** Теория сварочных процессов. Киев: Вісшая школа, 1976. 424 с.
7. **Походня И. К., Суптель А. М.** Теплосодержание капель электродного металла при сварке в углекислом газе // Автоматическая сварка, 1970. № 10. С. 6—8.
8. **Потапьевский А. Г.** Сварка в защитных газах. М.: Машиностроение, 1974. 240 с.
9. **Кирьянов А. А., Норин П. А.** Производительность расплавления электродов при сварке независимой дугой // Теория и практика сварочного производства. Свердловск: УПИ. 1980. Вып. 3. С. 78—81.

УДК 539.611

В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук (ИрГУПС, г. Иркутск), e-mail: firs@iriit.ru

Потенциальная энергия молекулярной связи в неподвижном граничном слое воды

Определена энергия связи воды в граничном слое в случае особого вида ламинарного течения, характеризуемого процессом самоукладки молекул потока в виде неподвижных упорядоченных слоев на стенке капилляра.

Ключевые слова: потенциальная энергия, молекулярная связь, граничный слой воды.

The binding energy of water in the boundary layer was determined for the case of a particular type of laminar flow, characterized by a self-packing process of molecules flow in the form of fixed ordered layers on the wall of the capillary.

Keywords: potential energy, molecular bond, boundary layer of water.

Исследование твердого тела, состоящего из огромного числа связанных воедино молекул, представляет трудную задачу: в расчетах сложно учесть взаимодействие уже более двух молекул. Несмотря на это, после 1945 г. бóльшая часть исследований микроструктуры твердого тела была выполнена. Между тем в теории пограничного слоя до сих пор не рассматривается адгезионная составляющая сил сопротивления, обусловленная силами Ван-дер-Ваальса поверхностных микрочастиц твердого тела.

При разработке методов самосборки микрочастиц в наноструктуры актуально исследование процесса самоукладки молекул ламинарного потока в виде неподвижных упорядоченных слоев жидкости на стенке капилляра. В связи с этим возникла необходимость конкретизации указанных представлений, обусловившая цель данной работы — определение количественных характеристик энергии связи молекулы воды, находящейся в потенциальной энергетической яме неподвижных молекул граничного слоя.

Постановка задачи. В работах [1—3] определено значение сдвиговой силы F_ξ, при котором возникает особый вид ламинарного течения воды, характеризуемого процессом самоукладки молекул потока в виде неподвижных упорядоченных слоев на стенке капилляра:

$$F_\xi = \nu\rho S/t \approx 3{,}14 \cdot 10^{-11} \text{ Н}, \qquad (1)$$

где ν — кинематическая вязкость воды; ρ — плотность воды; S — площадь поперечного сечения капилляра; t — время.

Необходимость определения столь малой силы потребовала разработки специальной методики измерения, в результате которой создан модифицированный сталагмометр. Детальное описание принципа действия этого прибора дано в работе [4].

Для оценки правомерности гипотезы о процессе самоформирования множества неподвижных слоев жидкости на стенке капилляра необходимо сравнить результаты эксперимента с порядком приведенной в справочной литературе величины потенциальной энергетической ямы молекулярной связи. Кроме того, при анализе адгезионного воздействия твердой поверхности (например поверхности гетерогенного катализатора) на граничный слой раствора в случае, когда силы молекулярной связи перекрываются силами ковалентной связи, возникает задача уточнения интервалов значений, в пределах которых действуют атомная, водородная и молекулярная связи.

Энергия связи молекулы воды в неподвижном граничном слое. В случае особого вида ламинарного течения в капилляре процесс прилипания молекулы потока к молекуле на "поверхности" неподвижного граничного слоя показывает, что между этими молекулами возникает наноразмерный эффект сил притяжения Ван-дер-Ваальса. На некотором равновесном расстоянии силы взаимного притяжения и отталкивания уравновешиваются и система из двух молекул обладает минимумом свободной энергии. Молекула воды на "поверхности" неподвижного граничного слоя находится в энергетической потенциальной яме. В случае, когда молекула удаляется от равновесного положения, возникает сила, которая может вернуть молекулу обратно. В связи с этим оценим приблизительное значение потенциальной энергии, приняв возвращающую силу, равной сдвиговой силе F_ξ из уравнения (1).

Предположим, что ширина молекулярной энергетической ямы "поверхности" неподвижного граничного слоя равна размеру Δr молекулы воды. Другими словами, когда молекулы воды касаются друг друга, они находятся в своих равновесных положениях в неподвижном граничном слое, а если одна из них удаляется на расстояние, большее размера Δr, то она утекает с потоком. В соответствии с вышеизложенным возвращающая сила

$$F_\xi = -\Delta U/\Delta r, \qquad (2)$$

где ΔU — энергия связи молекулы воды в неподвижном граничном слое в случае особого вида ламинарного течения; $\Delta r \approx 3 \cdot 10^{-10}$ м.

Подставив значение сдвиговой силы F_ξ из выражения (1) в формулу (2), получим энергию, действующую на одну молекулу воды:

$$\Delta U = (3{,}14 \cdot 10^{-11})(3 \cdot 10^{-10}) \approx$$
$$\approx 0{,}94 \cdot 10^{-20} \text{ Дж} \approx 0{,}059 \text{ эВ}.$$

При расчете в калориях/моль глубина энергетической потенциальной ямы молекул неподвижного граничного слоя воды $\Delta U \approx 1{,}4$ ккал/моль. Для сравнения приведем значение энергии перехода льда в жидкость, которая для одной молекулы равна 0,062 эВ (или 1,5 ккал/моль).

Механическую устойчивость молекул жидкости, прилипших к "поверхности" граничного слоя, при действии сдвигового усилия потока можно оценить, сравнивая энергию ΔU связи и энергию W теплового движения молекулы жидкости при нормальной температуре. Тепловое движение молекул характеризуется средней кинетической энергией одной молекулы

$$W = (3/2)kT \approx 0{,}038 \text{ эВ} \approx 0{,}9 \text{ ккал/моль}, \qquad (3)$$

где k — постоянная Больцмана; T — нормальная температура.

Средняя энергия молекулы воды в неподвижном граничном слое в 1,6 раза больше разрушающего действия теплового движения при нормальной температуре. Это обстоятельство приводит к тому, что в наноразмерном удалении от поверхности твердого тела образуется кластер (супермолекула), который в технической гидромеханике определяется как вязкий подслой.

Энергетические эффекты в неподвижном граничном слое жидкости. Свойство неподвижного граничного слоя оказывать сопротивление сдвиговому усилию протекающей в капилляре жидкости объясняется, во-первых, силами притяжения Ван-дер-Ваальса (когезия), которые действуют между составляющими пристенный слой молекулами жидкости, и, во-вторых, наноразмерным эффектом воздействия сил Ван-дер-Ваальса микрочастиц стенки капилляра на прилегающие слои жидкости, который согласно работам [1—3] наблюдается в зоне действия сил адгезии твердого тела.

Между тем отдельные микрочастицы под действием сил притяжения Ван-дер-Ваальса образуют комплексы, группы, из которых состоит молекулярное твердое тело. Типичными примерами молекулярных твердых тел являются органические вещества. Кроме того, в работе [5] предполагается, что "адсорбционная пленка" может проявлять "твердокристаллическое" свойство.

В соответствии с работой [6] потенциальная энергия ван-дер-ваальсова притяжения молекул составляет $0{,}1 \div 1$ ккал/моль. Данное значение имеет порядок величины энергии теплового движения молекул из выражения (5), т. е. согласно работе [6] при нормальной температуре не могут существовать молекулярные твердые тела, связанные силами Ван-дер-Ваальса. Кроме того, энергия фазового перехода молекулярного твердого тела — льда, равна 1,5 ккал/моль [1]. Отметим, что по оценке А. В. Астахова и Ю. М. Широкова энергия молекулярной связи составляет $0{,}2 \div 2{,}4$ ккал/моль. Эти значения наиболее близки к значению энергии связи молекул льда, равному 11,9 ккал/моль.

Далее рассмотрим водородную связь. В работах [7—10] энергия водородной связи составляет соответственно: $5 \div 7$; 5; $4{,}7 \div 6{,}1$; $4{,}5 \div 5{,}9$ ккал/моль. Согласно этому энергия связи молекулярного твердого тела — льда, в 1,7 раза больше энергии водородной связи. Кроме того, если при фазовом переходе льда в жидкость происходит разрыв "водородных связей", то значение разрываемых связей (1,5, ккал/моль) в 4 раза меньше водородной связи. Фазовый переход воды в пар равен 10 ккал/моль.

Таким образом, в процессе адгезии жидкости, протекающей в наноразмерном удалении от стенки капилляра, при фазовом переходе льда в жидкость и воды в пар использование термина "водородная связь" требует уточнения.

Следует отметить, что энергия взаимодействия молекул не менее 1,2 ккал/моль условно принята за нижний уровень энергии активации химической реакции; согласно работе [11] примерно такой энергией характеризуется тепловое движение молекул жидкости.

Заключение. При сдвиговом усилии ламинарного потока воды порядка 10^{-11} Н возникает энергетический эффект, характеризующийся процессом самоукладки молекул потока на стенке капилляра. При этом потенциальная энергия молекулярной связи в неподвижном граничном слое воды составляет 1,4 ккал/моль.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ванчиков В. Ц.** Управление слоем трения в технологических процессах. Иркутск: ИрГУПС, 2006. 168 с.
2. **Ванчиков В. Ц.** Силы адгезии в порах мембран // Вестник машиностроения. 2007. № 10. С. 34—37.
3. **Ванчиков В. Ц., Холмогоров И. В.** Сдвиговая прочность граничного слоя при обтекании жидкости твердой подложки // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 14.
4. **Ванчиков В. Ц.** Метод определения сил когезии в вязком подслое // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 39, 40.
5. **Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М.** Статистическая физика. М.: Наука, 1964. С. 550.
6. **Яворский Б. М., Детлаф А. А.** Справочник по физике. М.: Наука, 1990. С. 152.
7. **Киреев А. А.** Краткий курс физической химии. М.: Химия, 1969. С. 83.
8. **Крестов Г. А., Кобенин В. Д.** От кристалла к раствору. М.: Химия, 1977. С. 96.
9. **Юхневич Г. В.** Инфракрасная спектроскопия воды. М.: Наука, 1973. С. 15.
10. **Синюков В. В.** Вода известная и неизвестная. М.: Знание, 1987. С. 79
11. **Фиалков Ю. Я.** Не только в воде. Л.: Химия, 1989. С. 23.

УДК 669.295.001

А. И. ХОРЕВ, д-р техн. наук (ГНЦ "ВИАМ", г. Москва), тел.: 8-9163388174

Теория легирования и термической обработки конструкционных (α + β)–титановых сплавов высокой и сверхвысокой прочности

Предложены основные направления повышения уровня и стабильности механических свойств титановых сплавов: комплексное легирование при уменьшении числа легирующих элементов, термическая и термомеханическая обработки.

Ключевые слова: титановые сплавы, легирование, термообработка, термомеханическая обработка.

The basic directions of improving the level and stability of mechanical properties of titanium alloys are proposed, particularly, complex doping with a decrease in the number of alloying elements, thermal and thermomechanical treatment.

Keywords: titanium alloys, alloying, thermal treatment, termomechanical treatment.

Проблема повышения уровня и стабильности механических свойств конструкционных титановых сплавов, особенно высокой и сверхвысокой прочности, является весьма актуальной, поэтому в экономически сложное время очень важно сделать применение дорогостоящих титановых сплавов наиболее эффективным. При расчете конструкций большое превышение нижнего уровня прочности сплава приводит к снижению эксплуатационных характеристик. Автор предлагает все конструкционные титановые сплавы по уровню прочности разделить на следующие группы: низкой прочности (300÷600 МПа), средней (600÷900 МПа), высокой (900÷1300 МПа) и сверхвысокой (1300÷1800 МПа и более).

Для повышения уровня и стабильности механических свойств титановых сплавов, особенно высокой и сверхвысокой прочности, автор предлагает всесторонний подход, включающий [1—15]:

разработку теории комплексного легирования и создание на ее основе современных титановых сплавов универсального применения (только универсальность применения сплава обеспечивает экономический, технологический и конструктивный эффекты) [1, 2, 5];

уменьшение диапазона легирования для комплексно легированных титановых сплавов, что непосредственно влияет на повышение стабильности их структурно-фазового состояния и механических свойств [5];

разработку теории многостадийной термомеханической обработки (ТМО) и создание на ее основе прогрессивных технологических процессов изготовления полуфабрикатов [6];

создание на основе предложенной теории эффективных режимов обработок для улучшения и совершенствования макро-, микро- и субструктуры (при особой положительной роли наноразмерных единичных однородно распределенных дислокаций и нанокластеров в виде объединений нескольких атомов однородных или разнородных элементов) [6];

формирование заданной кристаллографической текстуры (при обработке сплава давлением и при ТО), обеспечивающей максимальные напряжения в конструкции (впервые эффект текстурного упрочнения подтвержден на модельных образцах и натурных конструкциях в условиях, близких к эксплуатационным, разработаны технические условия и получены полуфабрикаты) [6];

разработку направлений повышения конструкционной прочности на основе предложенной концепции создания современных конструкций с эффективным и рациональным применением всех видов и типов полуфабрикатов из универсального сплава, а также с использованием прогрессивных технологических процессов [8—10].

Для повышения уровня эксплуатационных характеристик наряду с комплексным легированием предложено простое и рациональное решение: вместо дополнительного легирования, применяемого обычно для достижения гарантированного уровня прочности, использовать уменьшение диапазона и дисперсии легирования. В этом случае можно использовать, в основном, все разработки, осуществленные на предыдущем составе сплава и ускорить процесс освоения производства полуфабрикатов и конструкций. Исследования в данном направлении, предполагающие быстрое применение разработок, могут быть рассмотрены в качестве привлекательного инновационного проекта.

По рассматриваемой проблеме приоритет разработок автора статьи подтвержден множеством (357) авторских свидетельств и патентов на сплавы, технологические процессы изготовления полуфабрикатов всех видов, размеров и конструкций авиационной, космической и ракетной техники. Научные и практические достижения в области реального металловедения и эффективного применения титановых сплавов изложены в монографиях и статьях автора.

Повышение стабильности механических свойств титановых сплавов уменьшением диапазона их легирования

На основании созданной теории комплексного легирования разработан термически упрочняемый свариваемый сплав ВТ23. Исследовали влияние легирования сплава ВТ23 (в пределах химического состава, установленного ОСТом) на механические свойства плит из него. Проводили анализ химического состава слитков и механических свойств образцов из плит толщиной 80 ÷ 100 мм. Плиты были изготовлены на Верхне-Салдинском металлообрабатывающем производственном объединении из 65 слитков сплава ВТ23 массой по 4,5 ÷ 5,5 т (табл. 1).

Химический состав сплава по ОСТ 1.90013—81: содержание β-стабилизаторов эквивалентно 6,5 ÷ ÷ 10,66 % Mo (1 % Mo условно эквивалентен 1,5 % V, 0,6 % Cr, 0,4 % Fe), дисперсия эквивалентна 4,16 % Mo. Химический состав сплава ВТ23: содержание β-стабилизаторов в 65 слитках эквивалентно 6,77 ÷ ÷ 10,13 % Mo, дисперсия эквивалентна 3,36 % Mo, т. е. меньше на 19 %, чем по ОСТу.

Состав сплава, % (по массе): минимально легированного — Ti-5,27 Al-1,5 Mo-4,35 V-0,9 Cr-0,42 Fe; максимально легированного — Ti-6,3 Al-2,5 Mo-5,0 V-1,2 Cr-0,67 Fe. После проведения одного старения (ВТМО) сплав с нижним пределом легирующих элементов имеет механические свойства: $\sigma = 1120$ МПа при $\delta_5 = 16$ % и $\psi = 47$ % (в отожженном состоянии $\sigma_в = 1050$ МПа), а сплав с верхним пределом легирующих элементов имеет свойства: $\sigma_в = 1270$ МПа при $\sigma_5 = 9,5$ % и $\psi = 27$ % (в отожженном состоянии $\sigma_в = 1150$ МПа).

Предел прочности сплава складывается из предела прочности исходной титановой губки (340 МПа), повышения прочности от упрочнения твердого раствора сплава (твердорастворное упрочнение) в отожженном состоянии (от введения в сплав легирующих элементов) (710 ÷ 790 МПа), повышения прочности от дисперсионного упрочнения в результате распада метастабильных фаз, зафиксированных при ВТМО (70 ÷ 120 МПа).

Таким образом, при обработке сплава ВТ23 влияние на прочность $\sigma_в \geqslant 1100$ МПа твердорастворного упрочнения больше, чем дисперсионного упрочнения. При упрочнении до наиболее высокого уровня влияние дисперсионного упрочнения будет возрастать. При ТО сплава ВТ43 на уровень прочности $\sigma_в \geqslant 1200$ МПа твердорастворное упрочнение составляет 770 ÷ 830 МПа, а дисперсионное — 110 ÷ 150 МПа.

Таблица 1

Химический состав сплавов

Сплав	Содержание элементов, %				
	Al	Mo	V	Cr	Fe
ОСТ 1.90013—81 ВТ23	5,2÷6,3 5,27÷6,3	1,5÷2,5 1,5÷2,5	4÷5 4,15÷5,0	0,8÷1,4 0,9÷1,38	0,4÷1,0 0,4÷0,8

Проведенные исследования показали, что диапазон легирования сплава ВТ23, установленный ОСТом, приводит к дисперсии по пределу прочности, равной 150 МПа. При легировании сплава ВТ23М диапазон легирования β-стабилизирующими элементами эквивалентен 2,8 % Mo, т. е. на 33 % меньше, чем по ОСТу на сплав ВТ23, а дисперсия по прочности будет (ориентировочно) 100 МПа. Расчет дисперсии прочности по диапазону легирования является весьма приближенным. Кроме легирования на структурно-фазовое состояние и механические свойства влияют деформация, ТО, ТМО и другие факторы, формирующие макро-, микро-, субструктуру и кристаллографическую текстуру, что не поддается расчету. Для решения поставленной задачи автором предложено использовать всесторонний подход, включающий положительный эффект от уменьшения диапазона легирования сплава, многостадийную обработку давлением и прогрессивные процессы ТО и ТМО.

Повышение стабильности механических свойств созданием прогрессивных ТМО для изготовления полуфабрикатов из титановых сплавов

Титановые сплавы ВТ23, ВТ23М, ВТ43 и другие высокой и сверхвысокой прочности необходимо подвергать многостадийной температурно-деформационной обработке давлением, включающей:

две стадии нагрева в β-области и последующие всесторонние деформации с изменением направления деформирования, что обеспечивает заваривание различно ориентированных дефектов в виде пор и др., усреднение химического состава и уменьшение величины β-зерна;

две—три фазовые перекристаллизации, заключающиеся в горячем деформировании при температуре (α + β)-области и дальнейшем нагреве в β-области с последующей деформацией, что обеспечивает получение однородной мелкозернистой β-структуры;

регламентированную деформацию в (α + β)-области без последующего нагрева, что обеспечивает сохранение эффекта ВТМО, улучшение состояния границ зерен и внутризеренной структуры.

Полуфабрикаты (поковки, штамповки, прутки, плиты, листы, ленты, фольги, профили и др.) из универсального (в плане производства всех видов полуфабрикатов и применения в монолитных, сварных и паяных конструкциях) сплава ВТ23, полученные при обработке давлением по данной технологии, должны иметь высокие прочность и трещиностойкость при высокой стабильности механических свойств.

В качестве примера приведем следующие температурно-деформационные параметры изготовления плит из титановых сплавов:

первая стадия — нагрев до ($T_{пп}$ + 280) ÷ ($T_{пп}$ + + 350) °С, деформация в четыре этапа при охлаждении до ($T_{пп}$ − 40) ÷ ($T_{пп}$ − 100) °С с изменением направления деформации на 90° при чередовании осадки и вытяжки со степенью деформации 20 ÷ 50 % на каждом этапе;

вторая стадия — нагрев до ($T_{пп}$ + 100) ÷ ($T_{пп}$ + + 160) °С, деформация в четыре этапа при охлаждении до ($T_{пп}$ − 100) ÷ ($T_{пп}$ − 180) °С с изменением направления деформации на 90° при чередовании осадки и вытяжки со степенью деформации 20 ÷ 50 % на каждом этапе;

третья стадия — нагрев до ($T_{пп}$ − 20) ÷ ($T_{пп}$ − − 40) °С деформация осадкой со степенью 20 ÷ 60 % при охлаждении до ($T_{пп}$ − 110) ÷ ($T_{пп}$ − 130) °С;

четвертая стадия — нагрев до ($T_{пп}$ + 20) ÷ ($T_{пп}$ − − 50) °С, деформация протягиванием со степенью 30 ÷ 70 % при охлаждении до ($T_{пп}$ − 110) ÷ ($T_{пп}$ − − 130) °С;

пятая стадия — нагрев до ($T_{пп}$ − 20) ÷ ($T_{пп}$ − 40) °С, деформация осадкой со степенью 20 ÷ 50 % при охлаждении до ($T_{пп}$ − 110) ÷ ($T_{пп}$ − 130) °С;

шестая стадия — нагрев до ($T_{пп}$ + 20) ÷ ($T_{пп}$ − 50) °С, деформация протягиванием со степенью 30 ÷ 60 % при охлаждении до ($T_{пп}$ − 110) ÷ ($T_{пп}$ − 130) °С;

седьмая стадия — нагрев до ($T_{пп}$ − 20) ÷ ($T_{пп}$ − − 40) °С, деформация осадкой со степенью 20 ÷ 60 % при охлаждении до ($T_{пп}$ − 110) ÷ ($T_{пп}$ − 130) °С;

восьмая стадия — нагрев до ($T_{пп}$ + 110) ÷ ($T_{пп}$ + + 130) °С, деформация вытяжкой при прокатке со степенью 55—80 %;

девятая стадия — нагрев до ($T_{пп}$ − 20) ÷ ($T_{пп}$ − 40) °С, деформация вытяжкой при прокатке со степенью 30 ÷ 40 %;

десятая стадия — нагрев до ($T_{пп}$ − 360) ÷ ($T_{пп}$ − − 500) °С с выдержкой 5 ÷ 20 ч. Здесь $T_{пп}$ — температура полиморфного превращения (для сплава ВТ23 $T_{пп}$ = 890 ÷ 930 °С).

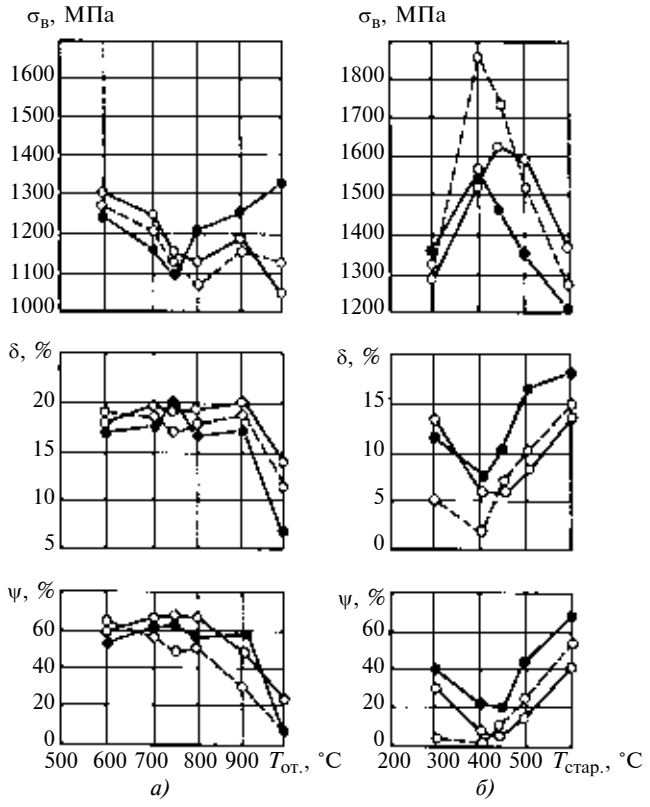
В процессе деформации после первых двух нагревов при температуре выше $T_{пп}$ (β-область) с последующим охлаждением и изменением направления деформации при чередовании осадки и вытяжки создается изотропная структура, усредняется химический состав сплава и происходит его уплотнение за счет ликвидации пустот, раковин и других дефектов литья. Следует особо отметить, что после нагрева в β-области окончание деформации при температуре (α + β)-области способствует более однородному протеканию рекристаллизации при следующем нагреве. Изменение направления деформации в отличие от деформации в одном направлении позволяет ликвидировать различно ориентированные дефекты, достигнуть более однородного химического состава и создать изотропную структуру. При последующих нагревах и деформациях происходит создание однородного структурного и фазового состояния в результате трех фазовых перекристаллизаций, заключающихся в деформации в (α + β)-области на стадиях 3, 5 и 7 и нагреве в β-области на стадиях 4, 6 и 8. В процессе деформации в (α + β)-области более интенсивная деформация проходит в зонах с меньшей величиной зерна, а при нагреве в β-области более интенсивно в этих зонах идет процесс рекристаллизации и рост зерен. В других зонах с более крупным зерном деформация идет менее интенсивно и с меньшей скоростью идет процесс рекристаллизации. Этим достигается выравнивание структуры: при трех фазовых перекристаллизациях создается однородная мелкозернистая структура. Заготовка с такой структурой имеет малую глубину окисления по границам зерен, а следовательно, требует меньшей механической обработки поверхности перед прокаткой плит на стадиях 8 и 9.

Деформация при прокатке на стадии 9 в (α + β)-области обеспечивает измельчение внутризеренной структуры и создание прерывистости и зубчатости границ. В процессе деформации при температуре (α + β)-области формируется однородная с единичными наноразмерными дислокациями структура. В сплаве с такой исходной наноразмерной дислокационной структурой при последующем охлаждении на воздухе на роликовом конвейере прокатного стана (ВТМО) фиксируются однородно распределенные дисперсные метастабильные фазы. После ВТМО на стадии 10 обработки (старение) происходит распад метастабильных фаз и однородное дисперсионное упрочнение.

Наряду с уменьшением диапазона легирования последующие десять стадий обработки сплава давлением обеспечивают также повышение и стабильность механических свойств титановых сплавов ВТ23, ВТ23М, ВТ43 и др.

Термическая обработка и фазовый состав титановых сплавов ВТ23, ВТ23М и ВТ43

Конструкционные свариваемые сплавы ВТ23 и ВТ43 универсального применения разработаны на основе предложенной автором теории комплексного легирования титановых сплавов [1, 2]. Конструкционные комплексно легированные сплавы ВТ23, ВТ23М (системы Ti-Al-Mo-V-Cr-Fe) и сплав ВТ43 (системы Ti-Al-Mo-V-Cr-Fe-Nb-Zr), который по сравнению со сплавами ВТ23 и ВТ23М дополнительно содержит ниобий и цирконий, способны упрочняться до высокого и сверхвысокого уровней (ВТ23 до 1850 МПа и ВТ43 до 2100 МПа). Сплавы ВТ23, ВТ23М и ВТ43 с (α + β)-структурой закаливаются на α″-фазу с температуры β-области. Они имеют практически одинаковый фазовый состав. Исследования влияния ТО на механические свойства сплавов ВТ23, ВТ23М и ВТ43 выявили общие закономерности их изменений при более вы-



Влияние режимов ТО на механические свойства сплава ВТ23 (пруток ⌀ 12 мм):
а — отжиг в течение 1 ч при охлаждении на воздухе (●—●), в печи (○—○), в воде (○- - -○); *б* — старение в течение 10 ч после закалки с охлаждением в воде с 750 (●—●), 800 (○—○) и 825 °С (○- - -○)

соком на 100 ÷ 250 МПа уровне прочности сплава ВТ43.

Изучали влияние температуры нагрева в интервале 600 ÷ 1000 °С (выдержка 1 ч) и скорости охлаждения (в воде, на воздухе и в печи до 300 °С, далее — на воздухе) на механические свойства и фазовый состав сплава ВТ23.

Максимальной пластичностью и минимальной прочностью (100 МПа) сплав обладает после отжига при 750 °С и охлаждения на воздухе и после отжига при 800 °С и охлаждения в печи (рисунок). Для промышленного производства полуфабрикатов и изделий из сплавов ВТ23 и ВТ23М рекомендован отжиг при 680 ÷ 800 °С (в зависимости от требуемых механических свойств) и охлаждение на воздухе. С целью уменьшения содержания водорода в сплаве рекомендовано применять отжиг в вакууме при 800 °С с последующим охлаждением в печи.

При изготовлении полуфабрикатов и конструкций из сплавов ВТ23 и ВТ23М может быть рекомендован двойной отжиг, состоящий из нагрева до 750 ÷ 850 °С с последующим охлаждением на воздухе и повторного нагрева до 500 ÷ 650 °С с выдержкой при этой температуре в течение 1 ÷ 8 ч, охлаждение на воздухе. Отжиг в две стадии по сравнению с отжигом в одну стадию повышает предел прочности сплава на 70 ÷ 120 МПа. Для сплавов ВТ23 и ВТ23М рекомендован неполный отжиг при 600 ÷ 680 °С, который применяется для снятия напряжений, возникающих в процессе сварки, листовой штамповки, механической обработки.

Исследования влияния температуры закалки показали, что прочность сплава уменьшается, а пластичность возрастает после закалки при температуре до 800 °С, затем с повышением температуры закалки до 1000 °С имеет место снижение пластичности. Нагрев до 1000 °С (β-область) независимо от скорости охлаждения приводит к резкому снижению пластичности, что связано с образованием границ первичных β-зерен, обогащенных элементами внедрения, и формированием грубой пластинчатой внутризеренной структуры титанового сплава.

Фазовый состав сплава определяли после нагрева в течение 1 ч и различной скорости охлаждения (табл. 2). Установлено, что сплав в довольно стабильном состоянии содержит ≈30 % β-фазы с параметром кристаллической ячейки $\alpha = 0{,}321$ нм.

Таблица 2

Фазовый состав сплава ВТ23 в зависимости от температуры нагрева и скорости охлаждения

Температура нагрева, °С	Охлаждающая среда	Фазовый состав	Количество β-фазы, %	Параметры кристаллической решетки фазы, нм		
				α_β	$\alpha_{\alpha,\alpha'}$	$c_{\alpha,\alpha'}$
600	Воздух	α + β	29	0,3220	0,293	0,467
700	То же	α + β	38	0,3230	0,293	0,466
750	—»—	$\beta_м$ + α	70	0,3245	0,293	0,467
800	—»—	$\beta_м$ + α(α')	53	0,3245	0,293	0,467
900	—»—	α(α') + $\beta_м$	38	0,3244	0,293	0,467
1000	—»—	α(α') + $\beta_м$	21	0,3242	0,294	0,467
600	Вода	α + β	23	0,3200	0,293	0,467
700	То же	α + β	32	0,3238	0,293	0,467
750	—»—	α + β	38	0,3245	0,293	0,467
800	—»—	$\beta_м$ + α	76	0,3250	0,292	0,466
900	—»—	α''(α') + ((β))	0—5	—	0,292	0,466
1000	—»—	α'	0	—	0,289	0,465

Примечание. ((β)) — означает очень малое количество.

Независимо от скорости охлаждения после нагрева при 750 °С и более высоких температурах в сплаве фиксируется некоторое количество метастабильной $\beta_м$-фазы (за исключением температур закалки в воде от 900 до 1000 °С, когда возникают фазы мартенситного типа α' и α'').

При нагреве до 800÷1000 °С в результате ($\alpha \leftrightarrow \beta$)-превращения в сплаве образуется 90÷100 % β-фазы, при последующем охлаждении на воздухе и в воде β-фаза не успевает достигнуть стабильного при нормальной температуре состояния, в результате чего фиксируется метастабильная $\beta_м$-фаза с увеличенным параметром ячейки α = 0,324 нм, содержащая 12÷16 % β-стабилизирующих элементов и мартенситные фазы α' и α''. Таким образом, наряду со стабильными α- и β-фазами присутствуют пересыщенные β-стабилизирующими элементами фазы α', α'' и обедненная $\beta_м$-фаза.

Фаза α'' (пластичный мартенсит) возникает после закалки с охлаждением в воде с температуры 850÷900 °С. Присутствие метастабильных $\beta_м$- и α''-фаз, что является важнейшей положительной особенностью сплава ВТ23, обусловливает его высокую пластичность независимо от способа охлаждения. Это делает сплав малочувствительным к нарушениям режимов и технологии ТО. Снижение пластичности после нагрева перед закалкой при 1000 °С связано с огрублением структуры.

Таким образом, сплав ВТ23 при закалке с охлаждением на воздухе образует метастабильные фазы, распадающиеся при старении. В связи с этим одним из основных режимов упрочняющей термообработки полуфабрикатов и изделий является закалка с охлаждением на воздухе с температуры 780÷860 °С и последующее старение при 430÷650 °С. Закалка с охлаждением на воздухе практически не приводит к короблению деталей.

Исследовали влияние режимов упрочняющей ТО, состоящей из закалки с охлаждением с 750, 800 и 825 °С и старения при 300÷600 °С в течение 10 ч, на механические свойства и фазовый состав сплава ВТ23. С повышением температуры старения до 400÷450 °С прочность сплавов возрастает до максимальных значений, а затем падает (см. рисунок). Сверхвысокая прочность при удовлетворительной пластичности получена после закалки с охлаждением с 750 °С и старения при 450 °С: $\sigma_в$ = 1470 МПа, δ = 10 % и ψ = 20 %, а также после закалки с охлаждением с 800 °С и старения при 500 °С: $\sigma_в$ = 1520 МПа, δ = 10 % и ψ = 22 %.

Следует обратить внимание на режим упрочняющей ТО, состоящей из закалки с охлаждением с температуры 750 °С в воде ($\sigma_в$ = 1100 МПа, δ = 20 %, ψ = 60 %) и низкотемпературного старения при 300 °С в течение 10 ч ($\sigma_в$ = 1350 МПа, δ = 12 %, ψ = 40 %), который обеспечивает получение высоких значений прочности и пластичности. Эффективное упрочнение при распаде небольшого количества (3÷4 %) метастабильной β-фазы можно объяснить образованием эффективных упрочнителей в виде нанокластеров и наноразмерных продуктов распада. При низкой температуре старения (300 °С) термодинамически устойчива сверхмелкодисперсная наноразмерная α-фаза, образованная при распаде метастабильной β-фазы.

Для полуфабрикатов и изделий из сплавов ВТ23 и ВТ23М установлен следующий режим упрочняющей ТО: закалка с охлаждением с 780÷860 °С в воде (или на воздухе), старение при 430÷650 °С в течение 5÷10 ч.

Для повышения трещиностойкости сплавов ВТ23 и ВТ23М рекомендуется проводить старение после деформации с охлаждением на воздухе (ВТМО) без предварительной закалки. При ВТМО формируется субструктура с единичными равномерно распределенными наноразмерными дислокациями, которые являлись центрами распада метастабильных фаз и образования наноразмерных частиц α-фазы при старении. ВТМО повышает прочность сплавов при уменьшении ее дисперсии в 2 раза.

В промышленном производстве при необходимости снижения прочности и повышения пластичности допускается проводить дополнительное старение в течение 2÷10 ч в зависимости от сечения детали.

Для полуфабрикатов и деталей сложной формы из сплавов ВТ23 и ВТ23М (с целью однородного упрочнения их при наличии тонких и массивных сечений) рекомендуется проводить закалку по следующей схеме: нагрев до 880÷890 °С, охлаждение на воздухе в течение 3÷5 мин для сечений 60÷100 мм и 6÷8 мин для сечений 100÷150 мм, а затем в воде. В процессе охлаждения на воздухе в тонких сечениях сплав охлаждается до более низких температур, что при закалке с охлаждением в воде приводит к уменьшению количества метастабильных фаз. В массивных сечениях сплав закаливается с более высоких температур, но при меньшей скорости охлаждения, что позволяет фиксировать равное (со сплавом малых сечений) количество метастабильных фаз. При последующем старении достигается однородное упрочнение деталей сложной формы и в различных сечениях. Данный процесс закалки и старения открывает широкие перспективы повышения стабильности механических свойств сплавов ВТ23 и ВТ23М термообработкой.

Для уменьшения дисперсии свойств и повышения пластических характеристик крупногабаритных прутков, поковок, штамповок из сплавов ВТ23 и ВТ23М допускается режим: нагрев 850÷890 °С, выдержка, охлаждение с печью до 690÷780 °С, выдержка 2÷3 ч, охлаждение на воздухе и старение при 460÷610 °С, выдержка 10 ч, охлаждение на воздухе.

Фазовый состав сплава ВТ23 в зависимости от температуры старения после закалки с охлаждени-

Таблица 3

Фазовый состав сплава ВТ23 в зависимости от температуры старения после закалки с охлаждением в воде с различных температур (время старения 10 ч)

Температура, °С		Фазовый состав	Количество β-фазы, %	Параметры кристаллической решетки фаз, нм		
закалки	старения			α_β	$\alpha_{\alpha,\alpha'}$	$c_{\alpha,\alpha'}$
750	300	α + β	34	0,324	0,293	0,467
	400	α + $\beta_р$	26	0,3244÷0,3184	0,293	0,467
	450	α + $\beta_р$	25	0,3237÷0,3182	0,293	0,467
	500	α + β	33	0,321	0,293	0,467
	600	α + β	33	0,322	0,293	0,468
800	300	α + α" + + $\beta_р$	59	0,324	0,293	0,466
	400	α'(α") + + $\beta_р$	24	0,325÷0,318	0,294	0,467
	450	α' + $\beta_р$	28	0,321÷0,318	0,292	0,466
	500	α + β	33	0,321	0,294	0,467
	600	α + β	30	0,322	0,294	0,468
825	300	α" + α	0	—	0,293	0,465
	400	α" + α' + + ((β))	—	—	0,293	0,464
	450	α(α') + + (($\beta_р$))	5	0,323	0,292	0,463
	500	α + β	28	0,321	0,293	0,467
	600	α + β	29	0,321	0,293	0,467

Примечание. $\beta_е$ — равновесное.

ем в воде с различных температур (время старения 10 ч) приведен в табл. 3. Установлено, что механизм распада при старении метастабильной $\beta_м$-фазы, фиксированной закалкой с охлаждением в воде с 750÷800 °С, проходит по различным схемам. На это указывает также различие дилатометрических кривых. В сплаве, закаленном с 750 °С, $\beta_м$-фаза распадается после старения при 400 °С, образуя также β-фазу, но разного состава — от еще более метастабильной (α_β = 0,3244 нм) до очень насыщенной β-стабилизаторами (α = 0,3184 нм). Происходит многофазовое упрочнение, в том числе фазами переменного состава [11]. После старения при 450 °С снижается верхний предел параметра кристаллической ячейки (α_β = 0,3237÷0,3182 нм), что указывает на распад наиболее метастабильной $\beta_м$-фазы. Учитывая, что рентгеновские линии фазы с гексагональной структурой после старения также размыты (подобно линиям α-фазы), можно допустить, что она неоднородна по химическому составу: наряду со стабильной α-фазой имеется α′-фаза, обогащенная β-стабилизирующими элементами. Старение при 500 °С не приводит к полной стабилизации фаз — рентгеновские линии еще размыты. Однако в среднем β-фаза наиболее легирована. Она содержит до 28 % β-стабилизирующих элементов. Четкие линии наблюдаются лишь после старения при 600 °С. Вероятно β-фаза при этом наиболее однородна по химическому составу.

В сплаве, закаленном с охлаждением с 800 °С, когда фиксируется большое количество максимально метастабильной β-фазы, низкотемпературный нагрев при 300 °С приводит к потере устойчивости кристаллической решетки β-фазы, к частичному превращению $\beta_м \rightarrow \alpha''$. Превращение происходит по сдвиговому механизму. После старения при 400 °С β-фаза распадается с образованием фаз различного химического состава: от малолегированной метастабильной β-фазы (α_β = 0,325 нм) до максимально легированной β-фазы (α_β = 0,318 нм).

Возможно, часть метастабильной β-фазы образуется при превращении $\alpha'' \rightarrow \alpha' + \beta$. Судя по интенсивности линий на рентгенограмме, ведущим процессом является образование α′-фазы, которая получается как из β-фазы, так и из α″-фазы. Старение при 450 °С приводит к полному распаду α″-фазы и к более стабильным фазам β (α_β = 0,321÷0,318 нм), α′ и α. После старения при 500 °С в сплаве присутствуют (α + β)-фазы, еще не полностью стабилизированные. Старение при 600 °С создает довольно стабильное состояние фаз.

В результате закалки с охлаждением в воде с 825 °С в сплаве присутствует в основном пластичная мартенситная α″-фаза, которая при старении распадается по механизму $\alpha'' \rightarrow \alpha' + \beta_м \rightarrow \alpha + \beta$, отдавая постепенно β-стабилизирующие элементы на зарождение и рост частиц β-фазы и превращаясь в α′-фазу, пересыщенную β-стабилизаторами по сравнению с α-фазой.

Следует отметить, что для сплава ВТ23 характерно наличие минимального содержания β-фазы с минимальным параметром кристаллической ячейки после старения при 400÷500 °С. В сплаве ВТ23, состаренном при температуре, соответствующей минимальному содержанию β-фазы, концентрация β-стабилизаторов в β-фазе (в части ее) максимальна. Характерно, что именно при этой температуре старения двухфазные сплавы обладают наиболее высокой прочностью и минимальной пластичностью. Вероятно, эти механические свойства обусловлены присутствием пересыщенной мартенситной α′-фазы с пониженной пластичностью. Возможно, продукты распада метастабильных фаз очень дисперсны и обеспечивают высокий уровень дисперсионного упрочнения, что приводит к снижению пластичности сплава.

Изменение объема при нагреве сплава, закаленного с охлаждением с различных температур, устанавливали по дилатометрическим кривым. Они характеризуют изменение объема при распаде метастабильной β-фазы образцов, закаленных с охлаждением с 750÷800 °С. Следует особо отметить, что на кривых отсутствуют резкие надломы, соответствующие образованию и исчезновению ω-фазы, что свидетельствует об отсутствии хрупкой

ω-фазы в сплаве ВТ23. Эта фаза не обнаружена в сплаве ВТ23 также рентгеновским методом. Отсутствие в сплаве ВТ23 хрупкой фазы при различных температурно-скоростных обработках является важнейшим достоинством сплава, делающим его высоконадежным материалом для работы в ответственных конструкциях.

Незначительное плавное увеличение объема сплава обусловлено кинетикой распада β-фазы. Превращение α′- и α″-фаз в (α + β)-фазы сопровождается уменьшением объема. Для уменьшения ползучести сплава автором предложено формировать в сплаве α′- и α″-фазы, которые при нагреве будут уменьшать длину образца, а следовательно, и его ползучесть.

В зависимости от того, какая фаза преобладает — $\beta_м$, $\beta_{ст}$ или α′, α″, α, наблюдается увеличение или уменьшение объема сплава, что подтверждается температурным ходом дилатометрической кривой. Перегиб с уменьшением объема при температуре 520÷540 °С соответствует превращению $\alpha' \rightarrow .\alpha + \beta$, перегиб при 900 °С — аллотропическому переходу $\alpha + \beta \rightarrow .\beta$. Непрерывный нагрев образцов, закаленных с охлаждением с 900 и 1000 °С, сопровождается изменением объема сплава при распаде мартенситных фаз α″ и α′. Анализ дилатометрических кривых показал, что мартенситные фазы полностью распадаются при температуре выше 550 °С [1, 2].

В сплаве ВТ23 после нагрева при высоких температурах и последующем ускоренном охлаждении образуются метастабильные фазы, распадающиеся при последующем старении и обеспечивающие получение высокой и сверхвысокой прочности. Это достигается благодаря реализации твердорастворного и многофазного дисперсионного механизмов упрочнения. Продукты распада существенно влияют на механические свойства сплава ВТ23, повышая его прочность с 1100 до 1850 МПа. При пределе прочности 1850 МПа вклад исходной титановой губки составляет 340 МПа, дисперсионного упрочнения — 750 МПа и твердорастворного упрочнения −750 МПа. Только при термической обработке на сверхвысокую прочность (1850 МПа) эффект дисперсионного упрочнения достигает уровня твердорастворного упрочнения. Автором установлено, что при твердорастворном упрочнении на определенную величину наблюдается снижение пластических характеристик, меньшее, чем при дисперсионном упрочнении на ту же величину. При комплексном легировании увеличивается совокупное количество растворенных атомов в твердом растворе и повышается прочность твердого раствора.

Комплексно легированный сплав ВТ43 системы Ti-Al-Mo-V-Cr-Fe-Nb-Zr по сравнению со сплавом ВТ23 (ВТ23М) дополнительно легирован ниобием и цирконием. Его прочность может повышаться до 2100 МПа при твердорастворном упрочнении, равном 870 МПа, и дисперсионном, равном 880 МПа (за счет увеличения прочности продуктов распада и большей их дисперсности). Комплексно легированные сплавы ВТ23, ВТ23М и ВТ43 по сравнению с другими отечественными и зарубежными сплавами упрочняются наиболее эффективно.

По рассматриваемой в статье проблеме автором разработано 24 промышленных и 6 опытно-промышленных титановых сплавов, 7 композиционных материалов на основе титана и создано 230 технологических процессов.

Выводы

1. Предложены основные направления решения важнейшей проблемы повышения и, что особенно важно, стабильности механических свойств конструкционных титановых сплавов высокой и сверхвысокой прочности.

2. Разработана теория комплексного легирования и на ее основе созданы современные конструкционные титановые сплавы ВТ23, ВТ23М, ВТ43 универсального применения, установлена эффективность твердорастворного и дисперсионного упрочнения.

3. Показано, что уменьшение диапазона легирования будет сопровождаться повышением стабильности структурно-фазового состояния и механических свойств титановых сплавов.

4. Разработана теория ТМО и на ее основе созданы прогрессивные процессы многостадийной обработки давлением сплавов ВТ23, ВТ23М, ВТ43 и других, обеспечивающие повышение стабильности их механических свойств.

5. Исследовано влияние ТО на фазовый состав и механические свойства сплавов ВТ23, ВТ23М, ВТ43.

6. Для производства полуфабрикатов и конструкций из этих сплавов рекомендованы режимы отжига и упрочняющих ТО, обеспечивающих требуемый уровень механических свойств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хорев А. И.** Комплексное легирование и термомеханическая обработка титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1979. 228 с.

2. **Хорев А. И.** Современные методы повышения конструкционной прочности титановых сплавов. М.: Воениздат, 1979. 256 с.

3. **Хорев А. И.** Опыт применения титановых сплавов в народном хозяйстве. М.: ЦНИИТЭМС, 1977. 37 с.

4. **Металловедение** титана и его сплавов / С. П. Белов, А. И. Хорев, М. А. Хорев и др. М.: Металлургия, 1992. 352 с.

5. **Хорев А. И.** Разработка теоретических и практических основ повышения конструкционной прочности титановых сплавов путем комплексного легирования и микролегирования // Тр. междунар. конф. "Ti—2007 в СНГ". Киев: Межгосударственная ассоциация "Титан" и НАУ, 2007. С. 226—234.

6. **Хорев А. И.** Разработка теоретических и практических основ повышения конструкционной прочности титановых сплавов термической, термомеханической обработкой и текстурным упрочнением // Тр. междунар. конф. "Ti—2007 в СНГ". Киев: Межгосударственная ассоциация "Титан" и НАУ, 2007. С. 423—430.

7. **Хорев А. И.** Влияние комплексного легирования на механические свойства сварных соединений и основного металла ($\alpha + \beta$)- и β-титановых сплавов // Технология машиностроения. 2007. № 2. С. 29—34.

8. **Хорев А. И.** Создание теоретических и практических основ получения высокой и сверхвысокой конструкционной прочности перспективных титановых сплавов // Тр. междунар. конф. "Ti—2008 в СНГ". Киев: Межгосударственная ассоциация "Титан" и НАУ, 2008. С. 248—261.

9. **Хорев М А., Хорев А. И.** Титановые сплавы их применение и перспективы развития// Материаловедение. 2005. № 7. С. 75.

10. **Хорев А. И.** Титановые сплавы для авиакосмической техники и перспективы их развития // Авиационные материалы и технологии. 2002. С. 11—32.

11. **Хорев А. И.** Титан — это авиация больших скоростей и космонавтика // Технология легких сплавов. 2002. № 4. С. 92—97.

12. **Хорев А. И.** Механические свойства сварных соединений ($\alpha + \beta$)- и β-титановых сплавов // Цветные металлы. 2006. № 1. С. 77—83.

13. **Хорев А. И.** Титановый сплав ВТ23 и его сравнение с лучшими зарубежными сплавами // Титан. 2006. № 1(18). С. 47—52.

14. **Хорев М. А.** Структурно-фазовое состояние и надежность сварных соединений титановых сплавов. М.: НПО ВИАМ, 1991. 107 с.

15. **Хорев А. И.** Разработка титановых сплавов методом комплексного легирования // Физико-химическая механика материалов. 2006. Т. 42. № 5. С. 45—50.

УДК 620.22.001.76

Г. М. СОРОКИН, д-р техн. наук (РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина)

О техническом прогрессе в наступившем веке

Затрагивается проблема обновления и повышения механических свойств конструкционных материалов, в первую очередь инструментальных и конструкционных сталей, используемых в производстве современного оборудования.

Ключевые слова: стали, прочность, механические свойства, бурильное оборудование.

The problem of updating and improving the mechanical properties of structural materials, primarily instrumental and structural steels, used in the production of modern equipment, is broached.

Keywords: steels, strength, mechanical properties, drilling equipment.

Два минувших столетия вошли в историю нашей страны как время широчайшего технического обновления и замены ранее созданного оборудования (машин, механизмов, инструмента и иных технических изделий), применяемого в различных отраслях. Восхищают масштабность и новизна всех достижений творческой научной мысли в разных областях, направленных на улучшение жизни, благосостояния людей и, безусловно, их безопасности.

Если проаализировать источники, методы и возможности обновления устаревшей техники, на первый план, безусловно, следует поставить конструкторскую мысль (как стержень процесса), предопределяющую реальную перспективу любого технического решения. Конструкторская идея, выдвигаемая наиболее талантливыми учеными, конструкторами, производственниками, способными увидеть новое еще в творческой фантазии, всегда была началом предполагаемых и планируемых обновлений уже устаревших, но еще работающих конструкций. Именно она предопределила подавляющее большинство известных талантливых решений, при этом успех достигался преимущественно в результате того, что обновлялись конструкции изделий без обновления используемых материалов, прежде всего машиноподелочных сталей; что облегчало и ускоряло решение многих задач. Такая ситуация складывалась не от хорошей жизни. Старые материалы в новых конструкциях применяли по необходимости, так как новых материалов с более высокими механическими свойствами к тому времени создано не было. Задача обновления конструкционных машиноподелочных и инструментальных сталей оказалась очень сложной, даже к началу XXI века она не была решена и перспективы ее решения пока не предвидятся.

Прочность (σ) деталей машин для вновь создаваемого более мощного оборудования ранее обеспечивалась соответствующим увеличением площади F опасного сечения, т. е. работало условие:

$$\sigma_{\text{рас}} = P/F \leqslant [\sigma_{\text{в}}] \leqslant \sigma_{\text{в фак}}. \quad (1)$$

Естественно, при этом металлоемкость машин существенно увеличивалась, что наглядно иллюстрируется сопоставлением габаритных размеров первой легендарной полуторки с грузовыми автомобилями, созданными в последующие годы и имеющими грузоподъемность до 200 т и более. К XXI веку конструкторские возможности обновления устаревшего оборудования в подав-

ляющем большинстве уже были реализованы, поэтому возрастает необходимость обновления, улучшения, изменения многих видов оборудования и целиком технологических процессов исключительно путем повышения механических свойств сталей. Многократно проверялись и другие пути, но безрезультатно: работы такого плана прекратились, а давно устаревшая технология продолжает применяться. Типичным примером такой сложнорешаемой проблемы является технология бурения нефтяных и газовых скважин. В технологии, серийно применяемой еще в довоенные годы, принципиально новых изменений и улучшений до сих пор внедрить не удалось. Самой трудно решаемой проблемой оказалась замена применяемого при бурении скважин породоразрушающего инструмента — буровых трехшарошечных долот [1].

Принцип вращательного бурения довольно прост: долото, навинченное на колонну бурильной трубы. приводится во вращение ротором, а конические шарошки с клиновидными зубьями перекатываются по забою скважины и разрушают породу. Промывочная жидкость, подаваемая насосами в скважину, выносит породу (шлам) на поверхность. Ресурс работы долота, величина проходки, скорость бурения зависят также и от износа зубьев шарошек, высота которых составляет от 8 до 30 мм для разных типоразмеров долот. Работают шарошки в исключительно тяжелых условиях, в которых проявляется совместное влияние высоких статических и динамических нагрузок, монолитного абразива высокой прочности и твердости, промывочной жидкости, подаваемой под высоким давлением, и тепловых процессов, вызываемых трением или ударами о горную породу. Более сложные условия для работы инструмента из цементованных сталей, закаленных на мартенсит, в каких-либо отраслях производства назвать трудно [2, 3]. Конструкторские возможности повышения эффективности работы этого инструмента были незначительны и давно реализованы.

Если искать иные пути решения этой проблемы, то они могут быть связаны только с выбором или созданием новых высокопрочных сталей или сплавов, однако механические свойства сталей за прошедшее столетие удалось повысить незначительно. В 1930-х годах предел прочности сталей был в среднем на уровне $1400 \div 1800$ МПа, к концу столетия эту характеристику металловедам удалось незначительно повысить — до $2500 \div 2800$ МПа, а твердость мартенсита остается без изменения уже 100 лет и не превышает $60 \div 62$ *HRC* [4, 5].

Вся технологическая оснастка для бурения нефтяных и газовых скважин — от талевой системы до бурового долота нуждается в сталях с более высокими механическими свойствами, только тогда можно будет уменьшить изнашивание всех звеньев этой системы и продлить тем самым ресурс работы буровой установки при меньшем числе спуско-подъемных операций, вызванных необходимостью замены бурового долота. Интенсивное и всегда преждевременное изнашивание этого инструмента — главная первопричина, снижающая показатели работы буровых бригад и в конечном итоге нефтегазовых добывающих предприятий России. Оборудование, применяемое в нефтедобывающей промышленности, также подвергается интенсивному изнашиванию, что сокращает ресурс его работы.

Насосы всех систем — поршневые и центробежные погружные, работающие в нефтегазовой промышленности, прекращают работу по причине изнашивания исполнительных звеньев, а первопричина — низкая прочность и износостойкость сталей, применяемых для их изготовления. Сюда можно отнести бурильные и обсадные трубы и замки к ним, а также трубы магистральных нефте- и газопроводов, компрессоры [6]. Отраслей промышленности, в которых проблемы повышения ресурса и долговечности машин, механизмов, инструмента надо решать металловедческим путем, достаточно много; при всем конструктивном различии общим для всех являются низкие механические свойства применяемых сталей.

В России очень много отраслей, в которых годами ждут обновления оборудования и инструмента или улучшения условий эксплуатации металловедческим методом, т. е. создания новых высокопрочных и износостойких сталей, способных снизить интенсивность изнашивания и тем самым продлить время работы до отказов. Это очень металлоемкие отрасли, коэффициент использования металла в них низкий, на переплавку идут детали, у которых потеря массы до отказа работы очень мала. В частности, масса бурового трехшарошечного долота, поднятого из забоя и не способного уже разбуривать породу, уменьшена по сравнению с массой нового долота всего на несколько граммов. Возникает оборот металла — с завода на буровую, а с буровой инструмент практически той же массой направляется в переплав. В таком неэкономичном режиме работают угледобывающая и горнорудная промышленности, многочисленные рудомелящие агрегаты, лесоразрабатывающие и деревообрабатывающие предприятия, многочисленная номенклатура сельхозтехники, строительно-дорожные машины, роторные землеройные экскаваторы при прокладке нефтегазопроводов, метростроевская техника, гусеничные системы тракторов и военных машин; в оборудовании гидроэлектростанций тоже наблюдается изнашивание деталей гидротурбин и насосов [7—12].

В этом списке безусловно не все машины, подлежащие обновлению средствами металловедения, но и этого достаточно, чтобы названную проблему считать значимой. Запущенность проблемы объясняется многими причинами и прежде всего исключительной сложностью создания новых высокопрочных сталей. Следует признать огромные творческие усилия металловедов многих организаций, направляемые в течение многих лет на решение именно этой проблемы. Но классические методы легирования не позволили создать сталь с кратным и тем более многократным повышением механических свойств, прежде всего показателей прочности ($\sigma_в$, σ_0) твердости (*HRC*), пластичности (φ, δ), ударной вязкости (*KCV*), предела длительной прочности (σ_{-1}) [13, 14].

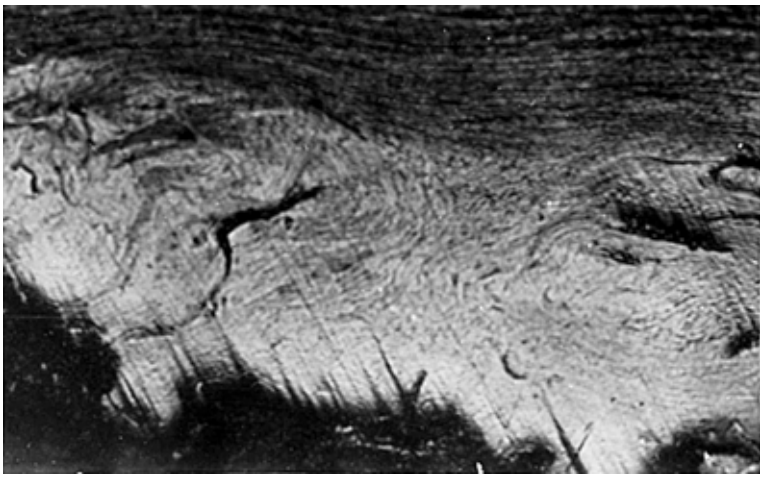
Решали эту важную для государства проблему, в какой-то степени преднамеренно, за счет большого расхода металла. Так, в 1970 г. производство стали выросло до 150 млн т, т. е. почти в 30 раз по сравнению с 1930-ми годами.

Естественное желание — объяснить первопричину сложности проблемы, связанной с созданием сталей с более высокими свойствами.

Сталь с ее механическими свойствами и природой формирования в условиях теплового нагрева и быстрого охлаждения является уникальным, единственным в своем роде примером поведения металлических материалов при самом простейшем и доступном в заводских условиях способе влиять на эти процессы — примером легкого управления получением заданных характеристик. Металловедение как наука прошла долгий путь в своем стремлении раскрыть эти доступнейшие в заводских условиях режимы получения широкого, уникального набора механических свойств в результате чрезвычайно сложных, до конца еще не совсем познанных, процессов структурных превращений, обеспечивающих устойчивое получение заданных характеристик при довольно хорошо отработанном заводском методе контроля всего процесса термической обработки сталей.

Открытие Д. К. Черновым закона полиморфизма положило начало формированию теории термической обработки стали и позволило объяснить атомно-кристаллическое строение стали и сущность структурных превращений в этом уникальном соединении железа с углеродом. Получили объяснение природа формирования структур с высокими механическими свойствами и возможность управления этими процессами. Но потребовались годы систематических исследований, чтобы доказать феномен высоких механических свойств стали — деформацию решетки мартенсита, характеризующуюся коэффициентом тетрагональности мартенсита, определяемым соотношением линейных параметров решетки и возможный максимальный уровень этого коэффициента: c/a = 0,108 нм [15]. Это и было доказательством невозможности многократного повышения механических свойств стали при самых сложнейших комбинациях классического легирования. Металловеды сразу же стали искать методы предварительного дробления зерна аустенита перед мартенситным превращением, чтобы обеспечить более полное (обширное) искажение решетки мартенсита при закалке и, следовательно, повышение механических свойств стали. Это были методы НТМО и ВТМО, которые были внедрены в производство и при определенных условиях и соответствующей конструкции деталей дали определенное повышение механических свойств. Однако результаты были довольно скромными. На этом поиски создания методов многократного повышения механических свойств сталей практически прекратились. Этим можно объяснить невозможность обновления устаревшего оборудования с помощью металловедческого метода, необходимость в котором существует около 100 лет. Возникает элементарное инженерное любопытство, будут ли найдены способы повышения механических свойств сталей хотя бы в $2 \div 3$ раза для создания безызносных пар трения, что имело бы экономическое значение.

Каким путем будут вестись эти работы, вопрос тоже непраздный. Гипотезы возможны, но в технических журналах существует мнение, что они есть нечто из области фантазии, причем неосуществимой. Вопрос можно поставить иначе: все ли сделано для повышения коэффициента тетрогональности c/a. Думается, что не все. В этом направлении можно проводить эксперименты, но очень сложно обеспечить их технически. Одна из гипотез — следует продолжать поиск термомеханического упрочнения по типу НТМО и ВТМО [15]. Эти методы применяют, как известно, выше области мартенситного превращения, а можно ли совместить мартенситное превращение и ТМО, чтобы одновременно влиять на структуру образующегося мартенсита термическими напряжениями и внешним силовым воздействием. Проблема не из простых. Косвенно реальность получения структуры в таких условиях подтверждается анализами структуры приповерхностных зон на зубьях отработавших долот. Эти структуры были выявлены автором при изучении качественной картины изнашивания буровых трехшарошечных долот. Структуры имеют характерную особенность — в приповерхностной зоне, которая во время бурения контактирует с монолитом абразива, хорошо выделяется "белая фаза", не поддающаяся трав-



лению реактивами и имеющая более высокую твердость, чем область структуры, расположенная под ней (рисунок) [16, 17].

В структурном отношении "белая фаза" есть мартенсит деформации, который образуется в условиях совместного действия очень высоких статических нагрузок, вызывающих нагрев стали выше критических точек AC_3. В этих условиях идет сложнейший процесс превращения: высокая температура в присутствии охлаждающей жидкости под высоким давлением вызывает превращение аустенита в мартенсит. Это превращение сопровождается одновременно двумя видами силового искажения решетки мартенсита: тепловым, собственно мартенситным и внешним — высоким статическим давлением колонны бурильных труб массой в $20 \div 30$ т. Так формируется мартенсит деформации, но, по сути, это значит, что гипотеза реализации ВМТО реальна. Вероятно, будут и другие гипотезы, ибо наука не стоит в своем развитии, тем более, что возможность такого решения весьма заманчива. Есть еще один путь — методы поверхностного упрочнения, сыгравшие большую роль в решении общей проблемы повышения износостойкости пар трения и ресурса работы машин до отказа. Но этими методами достигается небольшая толщина упрочненного слоя, причем этот слой наносится на менее прочную основу и при высоких рабочих нагрузках легко продавливается.

К объектам, давно требующим обновления металловедческими методами, следует отнести машины с двигателями внутреннего сгорания (ДВС). Масштаб использования их огромен, а рабочий ресурс сравнительно невелик. Машины с ДВС одни из наиболее распространенных в мире устройств. Поэтому использование в их производстве сталей с высокими механическими свойствами также необходимо.

Фрагментарно названные проблемы чрезвычайно сложны по своему проявлению, и успешно решить их можно только созданием новых высокопрочных, износостойких сталей, пригодных для разнообразных производственных ситуаций.

Вывод

Металловедение и трибологию необходимо сделать приоритетной отраслью науки, а стоящие перед ними задачи считать важной государственной программой технического прогресса, цель которой сократить аварийность, способствовать предотвращению глобальных катастроф, связанных с выработкой техникой ресурса, и обеспечить безаварийную работу многочисленного оборудования во всех отраслях промышленности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Виноградов В. Н., Сорокин Г. М.** Долговечность буровых долот. М.: Недра, 1977. 256 с.
2. **Виноградов В. Н., Сорокин Г. М.** Ударно-абразивный износ буровых долот. М.: Недра, 1975. 167 с.
3. **Сорокин Г. М.** Виды износа при ударном контактировании поверхностей // Машиноведение. 1974. № 3. С. 89—94.
4. **Бортельс Н. А.** Металлография и термическая обработка металлов. Л.: ОНТИ НКТП по черной металлургии, 1935. 458 с.
5. **Шмаков А. А.** Справочник термиста. М.: Машгиз, 1961. 390 с.
6. **Балицкий П. В.** Взаимодействие бурильной колонны труб с забоем скважины. М.: Недра, 1975. 294 с.
7. **Тененбаум М. М.** Сопротивление абразивному изнашиванию. М.: Машиностроение, 1976. 270 с.
8. **Галего Н. Л.** Технологические мероприятия по борьбе с износом в машинах. М., Киев: Машгиз, 1961. 192 с.
9. **Козырев С. П.** Гидроабразивный износ металлов при кавитации. М.: Машиностроение, 1971. 139 с.
10. **Кислин В. А.** Износ деталей паровозов // Тр. ВНИИ, 1948. Вып. 24. 331 с.
11. **Хрущев М. М., Бабичев М. А.** Абразивное изнашивание. М.: Наука, 1960. 252 с.
12. **Кащеев В. Н.** Процессы в зоне фрикционного контакта металлов. М.: Машиностроение, 1978. 215 с.
13. **Бочвар А. А.** Металловедение в ГНГ по черной и цветной металлургии. 1956. 494 с.
14. **Фридман Я. Б.** Механические свойства металлов. М.: Машиностроение, 1974. Т. 1. 422 с.
15. **Берштейн М. А.** Прочность стали. М.: Металлургия, 1974. 199 с.
16. **Сорокин Г. М.** Исследование ударного износа. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М., 1972. Машинопись.
17. **Сорокин Г. М.** Трибология сталей и сплавов. М.: Недра, 2000. 316 с.

УДК 621.66.3:62-762

П. М. КАЛИНИЧЕНКО, канд. техн. наук, А. В. СУПРУН (СумГУ, Украина, г. Сумы), e-mail: SuprunSa@gmail.com

Самоустанавливающееся уплотнение и методика его расчета

Предложена конструкция самоустанавливающегося уплотнения для роторов центробежных машин, проведена его апробация на насосе КО 60-66, рассмотрена методика расчета.

Ключевые слова: уплотнение ротор, торцевой зазор, кольцо, протечка, подача.

The design of self-setting seal for the rotors of centrifugal machines has been proposed, its approbation at the pump KO 60-66 has been made, and the calculation technique has been considered.

Keywords: seal, rotor, end clearance, ring, leakage, feed.

Уплотнение ротора насоса является важной технической задачей, решаемой в рамках разработки конструктивной схемы машины. В зависимости от условий эксплуатации применяют те или иные виды уплотнений — торцевые механические, сальниковые, бесконтактные и пр. Бесконтактные уплотнения в паре трения для обеспечения малого зазора, составляющего тысячные доли миллиметра, имеют рельефные поверхности как с дополнительной запиткой, так и без нее. Создание рельефных поверхностей пары трения — трудная технологическая задача. Поэтому было предложено альтернативное существующим уплотнениям бесконтактное уплотнение с гладкими поверхностями, рабочий зазор которого обеспечивается геометрией подвижного кольца. Рассмотрим предлагаемое конструктивное решение, методику расчета, теоретические исследования и апробацию самоустанавливающегося уплотнения.

Методика расчета. Самоустанавливающееся уплотнение представляет собой торцевую пару с подвижным в осевом направлении кольцом *1*, кольцом *2*, вращающимся вместе с ротором, и пружинами *3*, обеспечивающими закрытие зазора торцевой пары при останове. Регулирование торцевого зазора осуществляется с помощью поджимной буксы *4* в зависимости от утечки и температуры жидкости (рис. 1).

Величина торцевого зазора δ_0 зависит от геометрии подвижного кольца *1* и уплотняющего давления p_y, являющегося функцией от подачи (режима работы насоса). Зазор $\delta_1 = \delta_0 + \Delta$ позволяет раскрыть стык при пуске механизма, обеспечивая тем самым наполнение эпюры давления по поверхности пары трения.

В основу расчета положено уравнение равновесия кольца:

$$p_y = \left(\frac{r_0^2 - r_{y1}^2}{2} - \Phi_p \Phi_q\right) + \frac{\rho\omega^2}{8}(r_{y2}^2 - r_{y1}^2) \times$$

$$\times \left(\Phi_p \Phi_q - \frac{r_{y2}^2 - r_{y1}^2}{4}\right) - \frac{F_{пр}}{2\pi} = 0, \qquad (1)$$

где $\Phi_p = \frac{\rho}{8\pi^2\delta_1^2}\left\{\ln\frac{r_{y2}}{r_c} + \frac{\delta_1^2}{\delta_0^2}\ln\frac{r_c}{r_{y1}} + 0{,}1\left(1 - \frac{r_{y1}^2}{r_{y2}^2}\right) + \right.$

$+ \frac{\lambda}{4\delta_1}(r_{y2} - r_c)\left(1 - \frac{r_{y1}^2}{r_c r_{y2}}\right) + \frac{\delta_1^2}{2\delta_0^2}\left(1 - \frac{r_{y1}^2}{r_c^2}\right) \times$

$\left. \times \left[0{,}5\left(1 - \frac{\delta_0}{\delta_1}\right) + \frac{\lambda r_c(r_c - r_{y1})}{2\delta_0(r_c + r_{y1})}\right]\right\};$

$$\Phi_q = \left\{\frac{\rho}{8\pi^2 r_{y2}^2 \delta_1^2}\left[0{,}2 + \right.\right.$$

$$+ \frac{\lambda r_{y2}^2}{2\delta_1}\left(\frac{1}{r_c} - \frac{1}{r_{y2}}\right) + 0{,}5\left(1 - \frac{\delta_0}{\delta_1}\right)\frac{\delta_1^2 r_{y2}^2}{\delta_0^2 r_c^2} +$$

$$\left.\left. + \frac{\lambda\delta_1^2 r_{y2}^2}{2\delta_0^3}\left(\frac{1}{r_{y1}} - \frac{1}{r_c}\right) + \frac{\delta_1^2 r_{y2}^2}{\delta_0^2 r_{y1}^2}\right]\right\}^{-1},$$

и уравнение расхода жидкости через уплотнение:

$$q = \left\{\left[p_y - \frac{\rho\omega^2}{8}(r_{y2}^2 - r_{y1}^2)\right]\Phi_q\right\}^{\frac{1}{2}}. \qquad (2)$$

Зададим зазор δ_0 из условия обеспечения допустимой протечки q на номинальном режиме. Принимаем параметры уплотнения r_{y1}, r_0, r_c, Δ в соответствие с рис. 1, за исключением замыкающего параметра r_{y2}, который по уплотняемому давлению p_y для номинального режима работы насоса и силе упругости пружины $F_{пр}$ находится из уравнения (1) равновесия кольца. Принятая геометрия подвижного кольца обеспечивает зазор δ_0 на расчетном режиме работы насоса. Устанавливаем зависимости

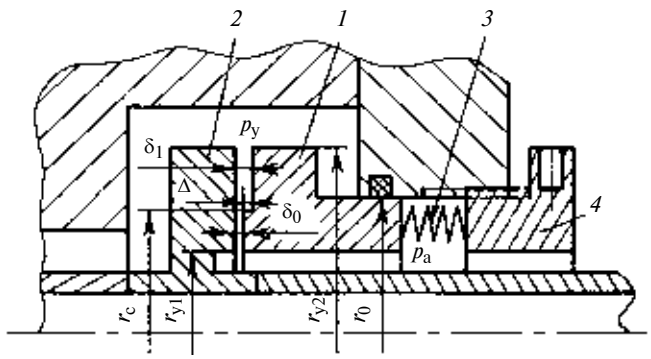
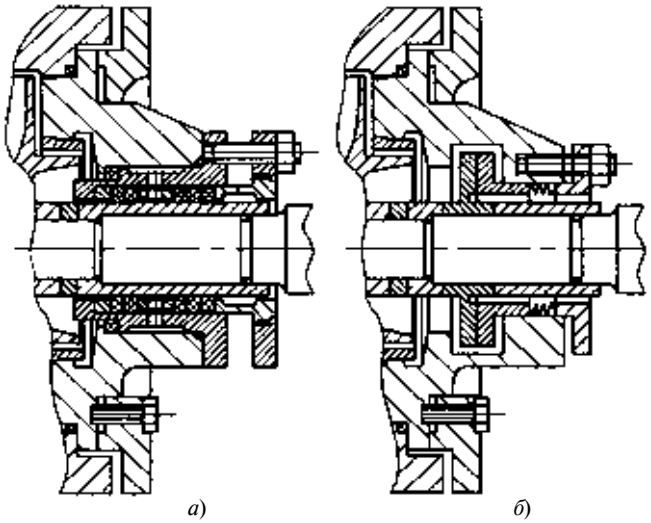


Рис. 1. Самоустанавливающееся уплотнение



а) *б*)

Рис. 2. Установка сальникового (*а*) и бесконтактного торцевого (*б*) уплотнений

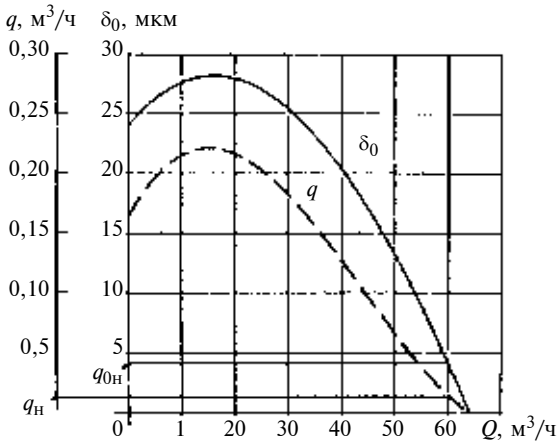


Рис. 3. Расчетные характеристики самоустанавливающегося уплотнения

изменения зазора δ_0 и протечки q от подачи Q. При необходимости проводится вариация параметров r_{y1}, r_0, r_c, Δ, $F_{пр}$ до получения рационального решения.

На работающей машине возможна корректировка зазора δ_0 поджимной буксой *4* путем изменения параметра $F_{пр}$.

Апробация уплотнения на насосе КО 60-66. Предназначенный для перекачивания горячей воды с температурой до 80 °С насос КО 60-66 снабжен концевым уплотнением сальникового типа — контактное уплотнение, работающее с протечкой q = 10 л/ч. По параметрам, которые обеспечивает сальниковое уплотнение, используя предложенную методику, рассчитываем показатели для самоустанавливающегося уплотнения (рис. 2) насоса КО 60-66:

Расчетные данные

Уплотняемое давление p_y, МПа	0,647
Частота вращения ротора ω, $с^{-1}$	314
Плотность жидкости ρ, $кг/м^3$	1000
Номинальный зазор δ_0, мкм	5
Δ, мкм	10
r_{y1}, мм	65
r_c, мм	70
r_{y2}, мм	100
r_0, мм	75
Сила сжатия пружины $F_{пр}$, Н	2000
Коэффициент гидравлического трения λ	0,06
Протечка в рабочем режиме, $м^3/ч$	0,01

Расчетные характеристики уплотнения — зависимости изменения торцевого зазора δ_0 и протечки q от подачи Q (рис. 3). Значения функций $\delta(Q)$ и $q(Q)$ должны находиться в допустимом диапазоне относительно принятых для номинального режима работы насоса. Зазор $\delta(Q)$ должен обеспечивать бесконтактную работу пары трения, а показатель $q(Q)$ — необходимый температурный режим пары трения.

Предложенное самоустанавливающееся уплотнение является альтернативой широко используемым традиционным уплотнениям, не уступает им по надежности и экономичности.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

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 674.812.049.2

В. А. ШАМАЕВ (Воронежская государственная лесотехническая академия)

Подшипники скольжения из модифицированной древесины

Дается характеристика прочности и антифрикционных свойств модифицированной древесины, получаемой путем металлизации наполнения смазкой и прессования. Приведено описание рациональных конструкций подшипников скольжения. Проанализированы опыт и перспективы замены шарикоподшипников и подшипников из бронзы, текстолита и пластмасс на подшипники из модифицированной древесины. Описан способ увеличения теплопроводимости.

Ключевые слова: древесина, модифицирование, износостойкость, коэффициент трения, теплопроводимость.

The characteristic of strength and antifriction properties of modified wood, being obtained by metallization, filling by lubrication, and pressing, is given. The description of the rational designs of sliding bearings is presented. The experience and perspectives of replacement of the ball bearings and those, made of bronze, textolite, and plastics, by the bearings of the modified wood are analyzed. A method for increasing the thermal conductivity has been described.

Keywords: wood, modification, wear resistance, friction coefficient, thermal conductivity.

В связи с истощением мировых запасов сырья для производства конструкционных материалов все большее внимание привлекают новые композиционные материалы из возобновляемых источников сырья. Одним из таких материалов является модифицированная древесина (МД), которая используется для изготовления деталей трения, таких как подшипники скольжения, втулки, вкладыши, направляющие, зубчатые колеса и т. д. Разработано более 30 видов таких изделий, преимущественно втулок [1, 2]. Разработаны и опубликованы способы механической обработки нового материала [3].

Модифицированная древесина изготовляется из натуральной (неизмельченной) древесины березы, бука, клена путем наполнения ее различными смазочными материалами с последующим прессованием до плотности $1200 \div 1400$ кт/м^3 древесина прессованная (ДП). При изменении влажности окружающей среды МД может соответственно разбухать или усыхать с коэффициентом 0,53 [4, 5]. Механические свойства МД приведены в табл. 1 и 2.

Как видно из табл. 2 древесина является анизотропным материалом, свойства которого различаются в радиальном и тангенциальном направлениях и вдоль волокон. Коэффициент Пуассона МД находится в пределах $0,45 \div 0,55$, а модуль упругости — $160 \div 220$ ГПа; коэффициент расширения равен $7,9 \cdot 10^{-5}$, коэффициент теплопроводности — 0,5 и 0,9 Вт/(м · К) соответственно в направлении поперек и вдоль волокон [6, 7].

Коэффициент трения ДП зависит от ее плотности, направления трения относительно волокон, а также режима работы: скорости скольжения, давления, вида смазочного материала, величины зазора, интенсивности отвода теплоты и ряда других факторов [8, 9].

В табл. 3 приведены значения коэффициентов трения при трении торцевой поверхности ДП по стали при скорости 1,2 м/с. Со-

Таблица 1

Коэффициент трения	Влажность, %	Предел прочности, МПа			Удельная работа при ударном изгибе, Дж · 10^3/м^2	Торцевая твердость, МПа
		при сжатии вдоль волокон	при скалывании вдоль волокон	при статическом изгибе		
920	10,0	78	12,0	164	0,40÷0,50	95
950	8,8	95	18,0	156	0,45÷0,55	100
1020	7,6	127	18,5	—	0,40÷0,75	120
1060	8,0	105	22,0	135	0,55÷0,58	120
1100	8,8	102	18,0	236	0,40÷0,66	—
1150	8,0	132	28,0	242	0,51÷0,72	—
1210	8,0	126÷130	25,0÷29,0	175	0,60÷0,80	150
1250	7,8÷9,4	131÷146	23,2÷26,3	235	0,69÷0,72	170
1300	8,5÷8,7	134÷144	22,0÷24,0	175	0,73÷0,89	110
1350	8,0÷10,0	135÷140	19,6÷21,5	230	0,66÷0,72	220
1400	9,4÷9,8	145÷150	27,0÷32,0	253	0,80÷1,10	240

Таблица 2

Предел прочности, ДП, МПа, при влажности, 8 %	Величина прочности для плотности, кг/м^3	
	1100	1200
При сжатии/растяжении поперек волокон	11/8	13/9,8
При растяжении/скалывании вдоль волокон	220/7,9	256/9,3
При статическом изгибе поперек волокон в радиальном/тангенциальном направлении	130/186	148/216

Таблица 3

Порода, ДП	Плотность, кг/м^3	Коэффициент трения при смазывании			
		водой		веретенным маслом	
		Удельное давление, МПа			
		0,73	0,146	0,22	0,73
Береза	1280	0,038	0,37	—	0,052
Бук	1118	0,027	0,019	0,017	0,034
Ясень	1070	0,029	0,021	0,018	0,034
Лиственница	1300	0,026	0,021	0,016	0,030
Береза, пропитанная минеральным маслом	1240	0,032	0,021	0,016	0,064
Бук, пропитанный минеральным маслом	1160	0,039	0,024	0,018	—
Ясень, пропитанный минеральным маслом	1080	0,032	0,024	0,018	—
Текстолит	1450	0,012	0,067	—	0,022

гласно табл. 3 коэффициент трения при смазывании веретенным маслом, давлении 0,73 МПа и скорости 1,2 м/с колеблется в пределах $0,03 \div 0,064$, а при смазывании водой и давлении $0,73 \div 2,19$ МПа — в пределах $0,016 \div 0,039$.

Износостойкость ДП зависит от ее плотности и направления волокон при истирании. По износостойкости торцевой поверхности ДП превосходит в $2 \div 3$ раза текстолит при равной плотности. Износостойкость в трех главных направлениях, а именно для торцевой поверхности, вдоль и поперек волокон, может быть выражена соотношением 9:3:1, т. е. износостойкость торцевой поверхности в 9 раз больше, чем поперечных волокон. На рис. 1 приведены зависимости линейного износа h ДП от ее плотности ρ.

Как показали испытания в производственных условиях, модифицированная древесина превосходит по износостойкости бронзу и сталь в 2 раза, текстолит — в $1,5 \div 2$ раза, а баббит — в $2 \div 3$ раза, полиамид и капрон — в $3 \div 4$ раза. При этом стальная деталь (вал), работающая в паре с деталью из ДП, имеет наименьший износ.

С целью улучшения физико-механических и антифрикционных свойств ДП пропитывают расплавом церезина, минеральными маслами, растворами полиэтилена или стеарата цинка в моторном масле, суспензией фторопласта. Результаты проверки показали, что пропитка ДП церезином снижает водопоглощение и линейное разбухание образцов в направлении прессования соответственно в 1,5 и 1,8 раза, при этом прочностные характеристики древесины возрастают на $10 \div 30$ %.

Исследования антифрикционных свойств ДП, пропитанной церезином, показали, что с увеличением содержания церезина от 0 до 8 % (по массе) коэффициент трения и износ резко снижаются, увеличение содержания церезина до 34 % практически не оказывает влияния на коэффициент трения. При содержании церезина более 16 % износ ДП увеличивается. Оптимальное содержание церезина в ДП, при котором обеспечивается минимальный износ, составляет $10 \div 14$ % при плотности ДП 1200 кг/м^3.

С увеличением параметра *Ra* шероховатости поверхности цапфы с 1,7 до 0,12 мкм коэффициент трения и износ ДП, пропитанной церезином, вначале снижаются, а затем возрастают. Минимальный коэффициент трения имеет место при *Ra* = 0,97 мкм, при увеличении шероховатости коэффициент трения увеличивается. Это связано с увеличением глубины внедрения микровыступов на поверхности контртела в древесину, вследствие чего возрастает деформационная составляющая коэффициента трения. Уменьшение шероховатости приводит к росту молекулярной составляющей коэффициента трения, так как на более гладких поверхностях затрудняется формирование граничной пленки, в особенности для смазочных материалов, в которых отсутствуют полярные молекулы. Этим же можно объяснить повышенный износ ДП, модифицированной церезином, при шероховатости *Ra* = 0,12 мкм.

С повышением скорости скольжения коэффициент трения и износ вначале снижаются, а затем возрастают. Минимальный износ наблюдается в диапазоне скоростей $0,4 \div 0,8$ м/с.

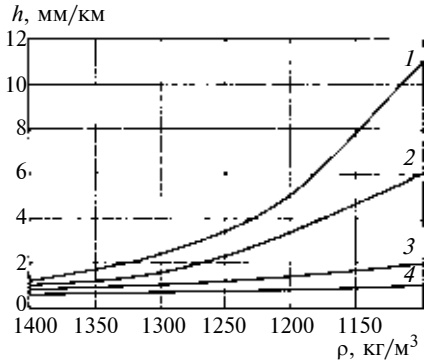


Рис. 1. Зависимости линейного износа *h* от плотности ρ для ДП, модифицированных различными материалами: *1* — ДП; *2* — ДП + 8 % минерального масла; *3* — ДП + 8 % церезина; *4* — ДП + + 8 % суспензии фторопласта

Изменение температуры от 40 до 90 °С приводит к снижению коэффициента трения ДП, пропитанной церезином и минеральными маслом, соответственно с 0,11 до 0,07 и с 0,18 до 0,14. С повышением температуры с 90 до 140 °С коэффициент трения для указанных материалов повышается.

Сравнительные испытания показали, что по трению и износу ДП, пропитанная церезином, превосходит ДП, пропитанную минеральным маслом, соответственно в 2 и 4,1 раза.

Стендовые испытания подшипников из ДП, пропитанной церезином, позволили установить для них допустимое значение критерия $[\rho v] \leqslant 0{,}8$ МПа.

Материалы на основе ДП и активных пластичных модификаторов

Одним из широко распространенных методов повышения антифрикционных свойств ДП является пропитка ее минеральными маслами. Однако жидкие масла обеспечивают непродолжительный режим работы подшипника на самосмазывании вследствие испарения и окисления масла до смолистых веществ, которые создают в зоне контакта граничные слои с высоким сопротивлением сдвигу. Для расширения диапазона применения модифицированной древесины в машиностроении разработаны более эффективные антифрикционные материалы на основе ДП и активных пластичных модификаторов. В состав таких материалов входят моторные масла, кремнийорганические жидкости, термопластичные полимеры и соли поливалентных металлов жирных кислот. В качестве основы в таких материалах используется древесина лиственных пород.

Наиболее широкое распространение получили материалы на основе уплотненной древесины, моторного масла МС-20, полиэтилена низкого давления и стеарата цинка.

При создании материала АПД-1 в качестве модификатора использовали раствор полиэтилена в моторном масле МС-20. Основные компоненты антифрикционной ДП взяты в следующем соотношении, % (по массе): прессованная древесина березы — 75÷85 %; пластигель (масло МС-20 + 7÷8 % полиэтилена низкого давления) — 15÷25 [3].

При создании материала АПД-2 в качестве модификатора использовали раствор стеарата цинка в масле МС-20. При смешивании стеарата цинка с моторными маслами при температуре, равной или выше температуры плавления стеарата, образуется высокореакционная пластичная смазка, в которой молекулы стеарата формируют граничный слой, устойчивый к механическим и термическим воздействиям.

Технологический процесс получения материалов АПД-1 и АПД-2 включает пропитку древесины растворами полиэтилена или стеарата цинка в моторном масле при давлении 1,2÷1,5 МПа и температуре 140÷150 °С, прессование в нагретом состоянии до плотности 1200÷1250 кг/м^3 и медленное охлаждение до нормальной температуры. Материалы типа АПД-1 и АПД-2 имеют коэффициент трения 0,04÷0,06 и максимально допустимую температуру в зоне трения 100 °С. Их недостатком является ограничение по скорости скольжения (не более 2 м/с) из-за низкой теплопроводности (0,5 Вт/(м/°С) и по нагрузке (40 МПа в статике и 6 МПа в динамике).

Новые возможности применения МД открылись после разработки нового антифрикционного трехслойного материала "древсталь" [4—8]. Технология его получения включает помимо введения антифрикционных жидкостей еще стадию металлизации путем осаждения пленки никеля по поверхностям внутреннего слоя древесины с его содержанием 8÷10 % (по массе) и по 1,2÷1,4 % (по объему) от массы и объема сухой древесины. Торговая марка "древсталь" дана новому материалу, исходя из того, что его прочностные показатели примерно соответствуют показателям стали Ст3.

Показатели материала "древсталь": плотность — 1330 кг/м^3; влажность — 3 %; предел прочности при сжатии вдоль волокон — 190 МПа; твердость — 260 МПа; истираемость — 4÷5 % (текстолит — 1 %); влагопоглощение за 30 сут. — 12 %; водопоглощение за 1 сут. — 20 %; разбухание объемное при влагопоглощении за 30 сут. — 12 %; разбухание объемное при водопоглощении за 1 сут. — 6 %; теплопроводность 30÷40 Вт/(м · °С); коэффициент трения по стали — 0,02÷0,04.

Коэффициент трения "древстали" зависит от направления движения контртела относительно волокон, вида смазочного материала, нагрузки и скорости скольжения. На рис. 2 приведены зависимости коэффициента трения f от нагрузки ρ для материала "древсталь" из трех пород древесины, содержащей 8,5 % смазочного материала BiOL и 6 % Ni от массы абсолютно сухой древесины.

Коэффициент трения материала "древсталь" при сухом трении находится в пределах 0,5÷0,7, а при смазывании водой в пределах 0,2÷0,25 [6, 7].

Подшипники скольжения в виде втулок из МД изготовляют двухслойными [9, 10]. При этом внутреннее кольцо изготовляют из материала "древсталь" с расположением волокон на торце концентрично относительно контртелу, а наружное из стали или ДП с расположением волокон параллельно оси втулки (рис. 3).

Полностью деревянный подшипник имеет марку ДМ-КР, древесно-металлический — ДМ-РР (М). Подшипник марки ДМ-КР содержит обойму *1* из прессованной древесины с концентричным расположением волокон и втулку *2* с радиальным расположением волокон, выполненную из прессо-

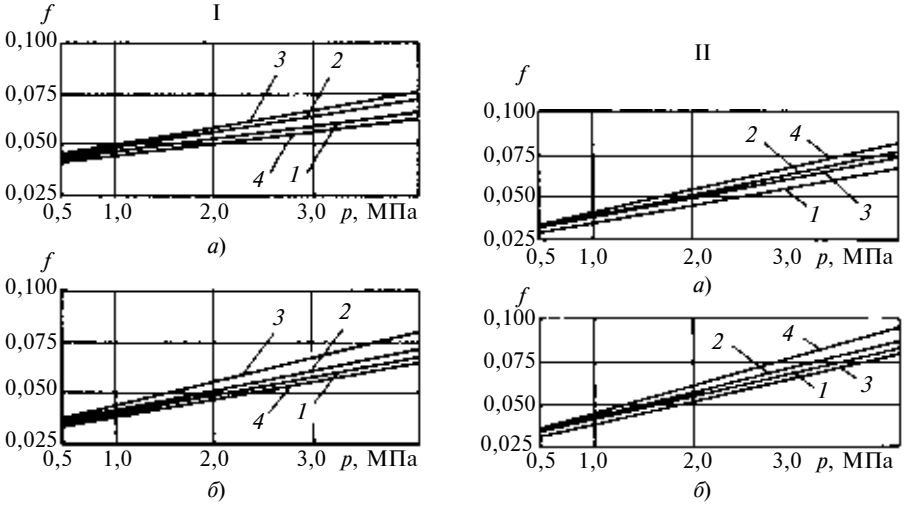


Рис. 2. Зависимости коэффициента трения *f* материала "древсталь" от удельной нагрузки ρ при трении вдоль волокон (I) и на торце (II) при скорости скольжения 0,05 (*а*) и 0,1 м/с (*б*):
1 — береза; *2* — бук; *3* — клен; *4* — ДП по ГОСТ 9629—95

ванных сегментов *3*, склеенных между собой. Способность обоймы из цельной ДП с концентрическим расположением волокон в условиях переменной влажности как при разбухании в ограниченном объеме, так и при усушке стремиться к уменьшению своего внутреннего диаметра обеспечивает постоянное давление на внутреннюю втулку с радиальным расположением волокон и, как следствие, постоянный зазор между нею и валом даже при длительной эксплуатации.

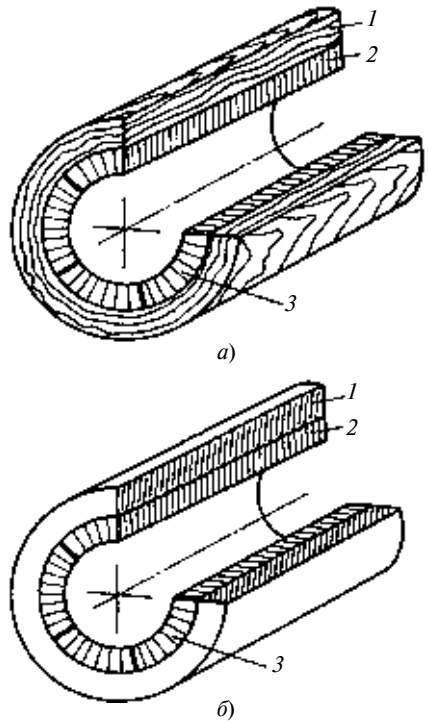


Рис. 3. Конструкции подшипников из модифицированной древесины с обоймой из ДП (*а*) и стали (*б*):
1 — обойма; *2* — втулка из материала "древсталь" с радиальным расположением волокон (на торце); *3* — сегменты материала "древсталь", склеенные между собой

Постоянство зазора обеспечивается следующим образом. Уменьшение внутреннего диаметра втулки возможно лишь при условии дополнительной упрессовки пластин с радиальным расположением волокон. Плотность этих пластин на внутренней поверхности составляет 1250÷1350 кг/м, т. е. практически достигнут предел прессования. После того, как произойдет изнашивание этой наиболее плотной внутренней поверхности, обойма с концентрическим расположением волокон способна, разбухая, восстановиться до первоначальных размеров и первоначальной плотности внутренней зоны. Эта длительная компенсация износа и есть главная отличительная особенность и преимущество данной конструкции. Компенсация износа прекратится тогда, когда силы разбухания станут недостаточными для упрессовки пластин до плотности 1250÷1350 кг/м^3 на внутренней поверхности (усилие разбухания уменьшается по мере разбухания обоймы).

Подшипники марки ДМ-КР предназначены для работы в условиях влажности и в присутствии абразива при нагрузках до 40 МПа, например, в узлах трения сельхозмашин. Подшипники марки ДМ-РР (М) рекомендуется применять взамен текстолитовых и пластмассовых в условиях больших нагрузок и скоростей вместо шарикоподшипников, бронзы, баббитов.

В качестве примера приведем использование модифицированной древесины для направляющих сальникового штока в сальниках СУСГ-2 станков-качалок для добычи нефти вместо направляющих из графлекса, производства Швейцарии: станки-качалки с направляющими из втулок ДМ-КР проработали 2 года без замены.

Преимущества подшипников из ДП по сравнению с пластмассовыми или металлическими:

они работают в 3 раза дольше (при применении полированного штока из коррозионно-стойкой стали — 26 месяцев, из черного металла — 23 месяца);

полированные штоки из черных металлов меняют в среднем один раз в 8 месяцев, из коррозионно-стойкой стали — один раз в 1,5 года;

их стоимость в 1,8 раза ниже стоимости втулок из графлекса;

суммарный дополнительный объем добычи нефти с шести скважин за весь период работы новых подшипников до момента их замены на новые составил 67 т (при средней добыче нефти 10 т/сут.);

экономический эффект за 26 месяцев составил 5 тыс. дол. (при стоимости нефти 70 долл. за 1 т).

На основании полученных результатов сделан вывод, что данные подшипники значительно более надежны и перспективны для использования в устьевых сальниках по сравнению с пластмассовыми как по сроку службы, так и по суммарной экономической эффективности.

Учитывая тот факт, что в Российской Федерации работает бо-

УДК 621.771.014

Е. А. МАКСИМОВ, канд. техн. наук (ОАО "Челябэнерго"), e-mail: maksimov50@mail.ru

Многовалковый стан с возможностью регулирования активной образующей бочек рабочих валков

Приведена конструкция многовалкового стана с регулированием изгиба промежуточных валков в горизонтальной плоскости. Прокатка на стане полос из коррозионностойкой стали и образцов из латуни показала, что поперечная разнотолщинность — минимальна, волнистость изменяется от 0 до 2 мм.

Ключевые слова: многовалковый стан, холодная прокатка, поперечная разнотолщинность.

The design of the cluster mill with regulation of the bending of intermediate rolls in the horizontal plane is presented. Rolling on the mill of stainless steel bands and brass samples has shown that the lateral polythickness is minimal, and the undulation varies from 0 to 2 mm.

Keywords: cluster mill, cold rolling, lateral polythickness.

Для регулирования поперечного профиля и планшетности полос на станах Тейлора [1] валок меньшего диаметра подвергается изгибу в горизонтальной плоскости путем перераспределения крутящих моментов между валками большого и малого диаметров (рис. 1). Перераспределение момента на опорных валках осуществляется регулированием электропривода. Изгиб рабочего валка в горизонтальной плоскости контролируется тензодатчиком.

Исследования показали, что для регулирования поперечного профиля и планшетности полос путем изгиба рабочего валка в горизонтальной плоскости также может быть использован многовалковый стан [2], который содержит: два рабочих валка ∅ 55 мм, два опорных валка ∅ 180 мм и два промежуточных валка ∅ 90 мм, расположенных в верхней части клети между рабочими и опорными валками в горизонтальной плоскости (рис. 2). Опорный валок *1* контактирует с рабочим валком *2*, опорный валок *5* находится в непосредственном контакте с двумя промежуточными валками *4*, расположенными в плоскости, перпендикулярной к плоскости осей рабочих валков *2* и *3*. Промежуточные валки закре-

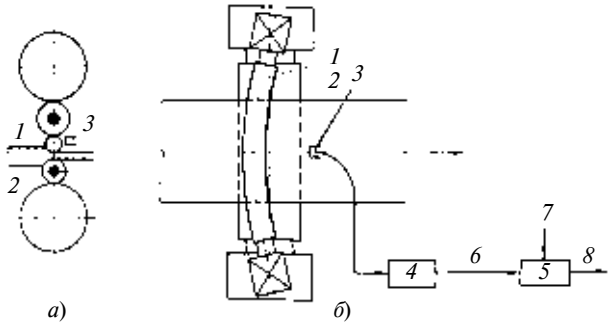


Рис. 1. Схема регулирования планшетности полосы на стане Тейлора:
1 и *2* — рабочие валки; *3* — датчик; *4* — усилитель; *5* — блок сравнения; *6* и *7* — действительный и номинальный сигналы; *8* — фиксируемый сигнал

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 45)

лее 130 000 нефтяных скважин со станками-качалками, можно ориентировочно предположить, что суммарный экономический эффект за счет дополнительной добычи нефти при применении подшипников из модифицированной древесины на всех скважинах может составить более 130 млн долл.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Подшипник** скольжения: а. с. 1636609 СССР: МКИ[5] F 16 C 3/16.

2. **Пат. 2057008** Рос. Федерации: МПК[6] F 16 C 2/02. Способ изготовления втулок из прессованной древесины.

3. **Прессованная** древесина в машиностроении: Справочник / Под ред. В. А. Шамаева. Воронеж: ВГЛТА, 2005. 91 с.

4. **Скориданов Р. В.** Разработка технологических режимов повышения прочности древесины трехсторонним сжатием: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Воронеж: ВГЛТА, 2004. 18 с.

5. **Пат. 2432211** Рос. Федерации: МПК[7] B27 K5/06. Способ получения модифицированной древесины.

6. **Шамаев В. А.** Химико-механическое модифицирование. Воронеж: ВГЛТА, 2003. 260 с.

7. **Пат. 2232675** Рос. Федерации: МПК[7] B27 K5/06: Способ получения модифицированной древесины.

8. **Шамаев В. А.** Модифицирование древесины: учебн. пособие. Воронеж: ВГЛТА, 2007. 315 с.

9. **Пат. 2057008** Рос. Федерации: МПК[7] B27 M1/06. Способ изготовления втулок из прессованной древесины.

10. **А. с. 863429 СССР:** МКИ[3] B27 M13/10. Способ получения древесно-металлических втулок.

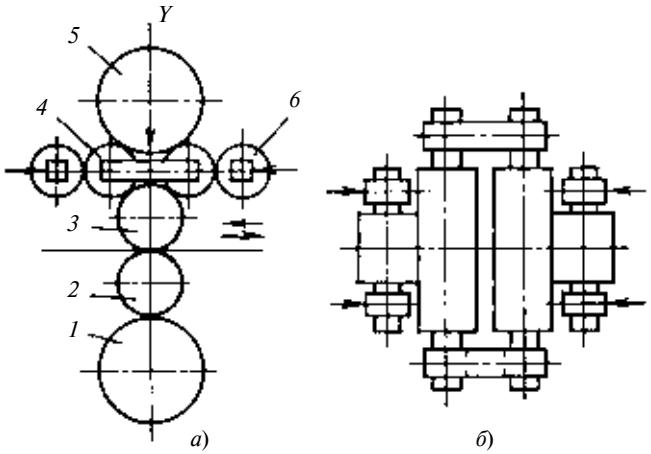


Рис. 2. Схемы многовалкового стана (*а*) и верхней части валкового узла (*б*)

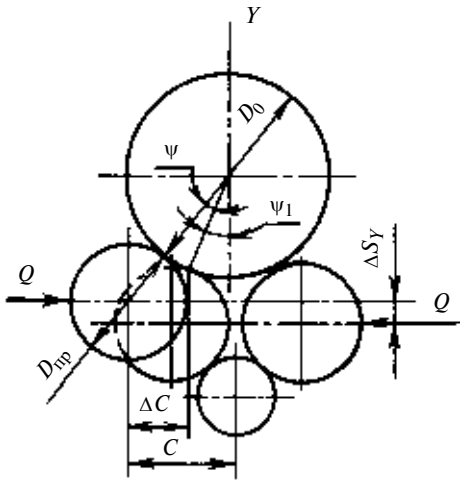


Рис. 3. Схема определения максимальной величины подъема середины промежуточного валка

плены в общих подушках. В горизонтальной плоскости в контакте с опорными валками в подушках установлены нажимные ролики *6*, имеющие шейки и бочкообразную образующую, длина которой меньше длины бочки промежуточных валков.

Регулирование активной части образующей верхнего рабочего валка *3* осуществляется путем изгиба двух промежуточных валков *4* с помощью нажимных роликов *6* с укороченной бочкой, перемещающихся в горизонтальной плоскости клиновидным механизмом (а. с. 933135). В шестивалковой клети промежуточные валки смещены относительно оси опорных и рабочих валков на заданную величину, которая определяется диаметрами промежуточных валков и зазором между ними.

Под действием давления прокатки и реакций между опорным, промежуточными и рабочим валками середины промежуточных валков будут обкатывать образующую опорного валка. Так как шейки промежуточных валков закреплены в общей подушке, то валки будут изгибаться в горизонтальной плоскости. В этом случае активная часть образующей рабочего валка будет иметь вогнутый профиль, а прокатываемая полоса — выпуклый (чечевицеобразный) профиль.

При приложении горизонтального усилия к подушкам нажимных роликов оно передается на середины бочек промежуточных валков, которые сходятся вместе (рис. 3). При этом середины бочек промежуточных валков, контактирующие с промежуточными, опускаются. Активная часть образующей рабочего валка меняет профиль с вогнутого на выпуклый, а поперечная разнотолщинность прокатываемой полосы уменьшается.

Максимальная величина подъема середины промежуточного валка в плоскости Y:

$$\Delta S_Y = \frac{(2C - \Delta C)\Delta C}{2(D_{\text{о}} + D_{\text{пр}})}, \qquad (1)$$

где C — расстояние между вертикальными осями опорного и промежуточного валков; ΔC — уменьшение расстояния C при горизонтальном изгибе нажимных роликов; $D_{\text{о}}$, $D_{\text{пр}}$ — диаметры опорного и промежуточного валков.

Середина верхнего рабочего валка поднимается на такую же величину. С учетом равенства (1) толщина прокатываемой полосы на выходе из валков

$$h_{1Y} = h_{1\text{ср}} + 0{,}33\Delta S_Y - \frac{\Delta S_Y Y^2}{(0{,}5B^2)}, \qquad (2)$$

где $h_{1\text{ср}}$ — толщина полосы (средняя по ширине) на выходе; B — ширина прокатываемой полосы.

Принимая, что работы, совершаемые при горизонтальном усилии нажимных роликов и усилии, передаваемом рабочим валком на прокатываемую полосу, равны, определим горизонтальное усилие нажимных роликов:

$$Q/P = (2C - \Delta C)/4K_{\text{пр}}(D_{\text{о}} + D_{\text{пр}}), \qquad (3)$$

где Q, P — горизонтальное усилие нажимных роликов и давление прокатки; $K_{\text{пр}}$ — коэффициент передачи горизонтального усилия нажимных роликов (отношение Q к усилию, передаваемому рабочим валком на прокатываемую полосу).

Расчеты по формуле (3) показали, что для многовалкового стана с опорными валками ∅ 180 мм отношение $Q/P = 0{,}27$, т. е. усилие, прилагаемое в горизонтальной плоскости нажимными роликами шестивалковой клети, намного ниже усилия, прилагаемого к рабочим валкам в вертикальной плоскости.

Исследования работы многовалкового стана в отношении регулирования образующей рабочих валков путем изгиба промежуточных валков в горизонтальной плоскости проводились на стане 200 ЮУрГУ. Экспериментальные исследования прокатки образцов из стали 12Х18Н9 с параметрами $h_{\text{об}} = 0{,}48$ мм и $B = 100$ мм на многовалковом ста-

не с регулированием изгиба промежуточных валков в горизонтальной плоскости показали, что полосы после прокатки имели планшетную форму. При прокатке образцов из латуни Л63, $B = 80$ мм, $h_{об} = 0{,}25$ мм, $\lambda = 1{,}24$ поперечная разнотолщинность была минимальной, амплитуда волнистости изменялась от 0 до 2 мм.

Наряду с рассмотренной выше конструкцией многовалкового стана, изгиб валков в горизонтальной плоскости можно осуществлять путем установки дополнительных опор на удлиненных шейках промежуточных валков (а. с. 1375365), а также установки клинового механизма в подушках промежуточных валков (а. с. 1237268, а. с. 1447447, а. с. 1258527).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Робертс В.** Холодная прокатка стали. М.: Металлургия, 1982. 524 с.

2. **Максимов Е. А., Шаталов Р. Л., Босхамджиев Н. Ш.** Производство планшетных полос при прокатке. М.: Теплотехник, 2008. 336 с.

УДК [621.9.01 + 621.01].002.54

А. И. РУБАХИН (ОАО "Новолипецкий металлургический комбинат", г. Липецк), e-mail: lesharu 1984@yandex.ru

Комбинированный инструмент для обработки глубоких отверстий в роликах МНЛЗ

Описана обработка роликов МНЛЗ совместно резанием и поверхностным пластическим деформированием с применением комбинированного инструмента. Такая обработка обеспечивает высокую производительность при данном качестве и низкой себестоимости.

Ключевые слова: комбинированный инструмент, глубокие отверстия, глубокое растачивание, поверхностное пластическое деформирование.

The treatment of the CCM rollers together with cutting and surface plastic deformation with use of a combined instrument is described. Such treatment provides high performance at a given quality and low cost.

Keywords: combined tool, deep holes, deep boring, surface plastic deformation.

В работе рассматривается актуальная производственная задача, состоящая в повышении точности и качества обработки поверхностей глубоких отверстий в роликах МНЛЗ за счет совмещения резания и поверхностного пластического деформирования (ППД) с помощью комбинированного инструмента. Выбор оптимальных маршрута обработки и режимов резания, применение высокопроизводительного инструмента и систем активного контроля имеют целью повышение качества изделия и снижение себестоимости его производства.

Все работы по этим проблемам ведутся в направлении поиска и выбора расточного инструмента, его режущей части, подбора технологических режимов обработки и проведения опытно-экспериментальных наработок по достижению высокого класса шероховатости и точности глубоких отверстий [1, 2].

Проанализировав типы комбинированных инструментов [3, 4] для совместного растачивания и раскатывания, определили, что использование тех или иных операций или переходов зависит от требуемых точности обработки и шероховатости поверхности. Принятый порядок выполнения операций и переходов позволил определить тип инструмента, необходимый для их реализации. Поэтому высокого качества поверхностного слоя и точности размеров обрабатываемой детали можно достичь совмещением резания и холодного пластического деформирования, используя особенности и достоинства обеих схем обработки. Таким образом, совмещенная обработка резанием и ППД роликами позволила решить вопрос обеспечения высокой производительности при заданном качестве и низкой себестоимости обработки.

Разработанный и изготовленный комбинированный инструмент (рис. 1) позволил решить основную задачу — повышение класса шероховатости, точности и твердости поверхности глубоких отверстий, в результате чего повысились стойкость, надежность роликов в процессе работы, а также сократились технологические простои оборудования, связанные с заменой и ремонтом роликов в результате их износа.

Определена связь между конструктивно-технологическими параметрами, процессами в зоне контакта и показателями качества при обработке комбинированным инструментом. Исследования процесса ППД осуществлялись на основе разработки и

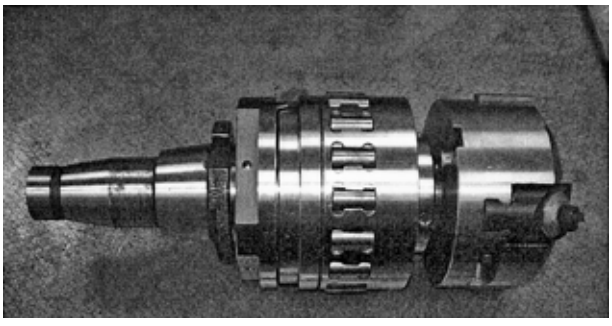


Рис. 1. Внешний вид комбинированного инструмента

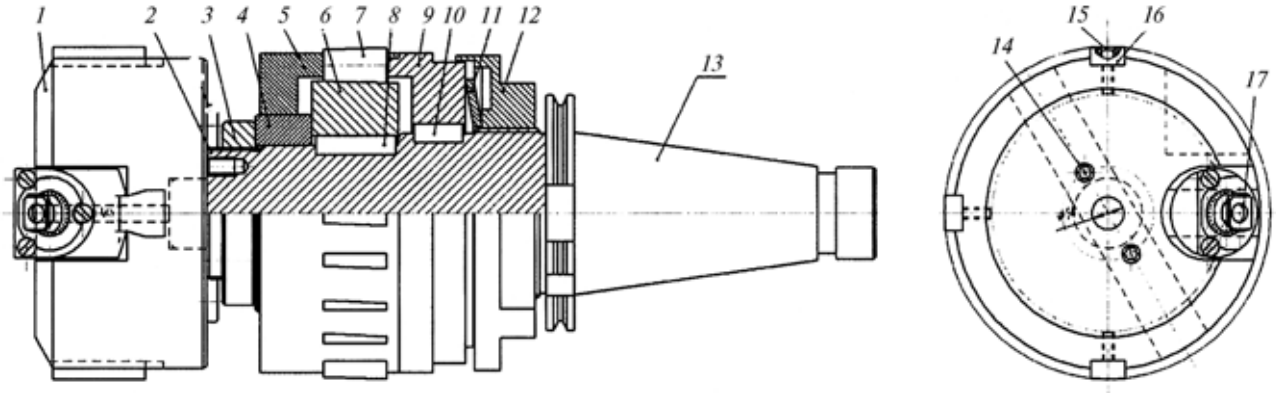


Рис. 2. Конструкция комбинированного инструмента

анализа математических моделей, описывающих геометрические параметры и напряженно-деформированное состояние в зоне контакта, и выявления их влияния на показатели качества поверхностного слоя, технические показатели оборудования и обрабатывающего инструмента.

Конструкция комбинированного инструмента показана на рис. 2. Инструмент состоит из двух сборных частей: расточной и раскатной, центрирование которых относительно друг друга осуществляется посадкой с натягом и двумя направляющими шпонками. Крутящий момент передается двумя винтами. Расточная часть содержит корпус *1* с пазом, в котором размещена резцовая вставка с микробором *17*, и три паза, в которые входят направляющие шпонки *16*, установленные на опорных поверхностях корпуса. Раскатная часть содержит: корпус *2* с осевой полостью; конус *6*; сепаратор *9* с набором роликов *7*; шпонки *8* и *10*; крышку *5*; стакан *4*; гайки *3* и *12* для настройки на чертежный размер; тарельчатую пружину *11* для регулировки натяга и равномерного распределения усилия роликов *7* на обрабатываемое отверстие; винты *14* и *15*; хвостовик *13*.

Повышение точности и качества поверхности при обработке комбинированным инструментом достигается за счет точного центрирования расточной части установленными направляющими шпонками, а устранение вибраций и требуемые параметры шероховатости обеспечиваются плавающей раскатной частью.

Для создания самоподачи и ориентации относительно обрабатываемой поверхности деформирующие ролики располагаются в гнездах сепаратора таким образом, что их оси составляют с осью инструмента угол $0{,}5 \div 2^{\circ}$ в зависимости от назначаемой подачи. Это позволяет устранить осевое усилие при раскатывании. С противоположной от поверхности детали стороны ролики контактируют с опорным конусом, конусность которого обеспечивает необходимый задний угол и возможность настройки роликов на требуемый натяг. При изменении размеров отверстия заготовки по длине, погрешности геометрической формы (конусности, овальности и др.), биения детали и инструмента величина натяга в процессе ППД изменяется. Преднамеренно создаваемая тарельчатой пружиной увеличенная податливость опорных элементов, на которые опираются деформирующие ролики, позволяет варьировать усилие деформирования на ролики. Сепараторный раскатник имеет преимущества, позволяющие использовать ролики малого диаметра ($10 \div 20$ мм) и тем самым существенно снижать необходимые усилия деформирования. Кроме того, ролики создают удлиненный контакт, что обеспечивает возможность увеличения подачи и снижения волнистости.

Комбинированный инструмент работает следующим образом. Перед началом работы в расточной части резцовую вставку с микробором *17* настраивают на размер, а в раскатной части осуществляют натяг и регулировку раскатных роликов *7* при помощи гаек *3* и *12*. Затем хвостовик *13* комбинированного инструмента устанавливают с посадкой по конусу в шпиндель расточного станка мод. ЛР543МФ4 и закрепляют. Деталь устанавливают на столе станка в двух тонких призмах и закрепляют струбцинами. Обработка осуществляется поступательным и вращательным движением инструмента при перемещении шпинделя станка в направлении оси отверстия ролика. Расточная и раскатная части работают одновременно при прямом ходе. Центрирование корпуса *1* расточной части в ходе обработки внутренней поверхности отверстия ролика по всей его длине осуществляется тремя направляющими *16*. Кроме этого стабилизируется положение оси расточной части, корпуса *1* и резцовой вставки с микробором *17* относительно оси внутреннего диаметра ролика и тем самым повышаются точность и качество обрабатываемой поверхности. Равномерное распределение усилия и натяга роликов *7* деформирующей части осуществляется за счет тарельчатой пружины *11*, действующей в осевом направлении.

Предлагаемый комбинированный инструмент, основанный на совмещении двух чистовых способов обработки, позволяет повысить точность и качество

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 678.67.02

В. Е. РОГОВ, канд. техн. наук
(Байкальский институт природопользования СО РАН, г. Улан-Удэ),
e-mail: rogov54v@mail.ru

О получении качественных изделий из свинецсодержащих фторопластовых композиций

Выявлены основные условия для получения качественных изделий из свинецсодержащих фторопластовых композиций в зависимости от дисперсности порошков и массы.

Ключевые слова: фторопласт, дисперсность, самовозгорание, наполнитель, порошок свинца, диоксид свинца, износостойкость.

The basic conditions have been revealed for obtaining high-quality products from the lead-containing fluoroplastic compositions depending on the dispersity of powders and weight.

Keywords: PTFE, dispersity, autoignition, filler, lead powder, lead dioxide, wear resistance.

Введение. В настоящее время политетрафторэтилен (ПТФЭ) является одним из наиболее распространенных полимеров, применяемых в узлах трения без использования смазочного материала. Для повышения триботехнических свойств ПТФЭ в полимер вводят различные добавки. Этот процесс является физико-химической модификацией матрицы, проявляющейся в структурировании полимера. При этом существенен выбор типа наполнителя, свойства которого определяются главным образом его термической стойкостью и инертностью при температуре спекания фторопласта (360 ÷ 380 °С). В процессе введения различных наполнителей радикально меняются свойства ПТФЭ. В случае объемного наполнения улучшаются именно те свойства полимера (износостойкость, деформация под нагрузкой, теплопроводность, коэффициент термического расширения), которые необходимы для узлов трения качественных изделий. Наиболее часто в мировой практике используются следующие разновидности порошкообразных наполнителей: порошковый никель, кокс, ситалл, порошковый графит различных марок, дисульфид молибдена, нитрид бора, медь, бронза, латунь, свинец и углеродные волокна. В России в промышленных фторопластовых композициях порошки свинца и другие свинецсодержащие наполнители не используются, тогда как иностранные производители широко применяют их в качестве модифицирующих добавок для данного полимера.

Очевидно, это связано прежде всего с тем, что в отечественной научной литературе имеются крайне противоречивые сведения

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 51)

обработанной поверхности благодаря точному центрированию расточной части, направляющими шпонками, и устранить вибрации, обеспечить требуемые шероховатость и упрочнение поверхностного слоя отверстия за счет осевого нагружения роликов *7* тарельчатой пружиной, служащей для регулировки натяга и равномерного распределения усилия роликов на обрабатываемое отверстие.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Упрочнение** и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием: Справочник. М: Машиностроение, 1987. 328 с.

2. **Кудрявцев И. В., Бурмистрова Л. Н.** Выбор основных параметров упрочнения валов обкатыванием роликами // Вестник машиностроения. 1983. № 4. С. 8—10.

3. **Малышко И. А.** Осевые комбинированные инструменты (рекомендации по проектированию и эксплуатации). Донецк: ПКТИ, 1996, 135 с.

4. **Проскуряков Ю. Г., Меньшаков В. М.** Микрогеометрия поверхности при обработке детали упрочняюще-калибрующим методом // Вестник машиностроения. 1961. № 8. С. 51—53.

5. **Элементы** системно-структурного подхода к проектированию методов деформирующе-режущей обработки // А. В. Щедрин, А. Г. Богданов, Г. В. Тараненко и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1995. № 10. С. 34—36.

о результатах использования порошков свинца в качестве наполнителей во фторопластовых композиционных материалах. Так, например, в одном случае [1, 2] отмечаются увеличение износостойкости в 2000 раз по сравнению с исходным ПТФЭ со стабильным коэффициентом трения в течение всей работы и образование тонкой пленки желтовато-зеленоватого налета на поверхностях трения образца и стального контртела. В другом случае [3] наблюдается незначительное увеличение износостойкости с возрастающим коэффициентом трения в течение непродолжительного периода работы. Наряду с этим обнаружено [4, 5], что при спекании фторопластовых изделий с некоторыми свинецсодержащими наполнителями заметны следы разрушения, что обусловлено деструктивными процессами в самой матрице, приводящими как к снижению прочностных показателей, так и к полной потере формы. Также выявлено [4], что деструктивные процессы при спекании происходят в композициях на основе ПТФЭ с оксидом свинца и порошкообразным свинцом. В работе [5] эти результаты подтверждены и, кроме того, выявлено соединение диоксида свинца с такими же свойствами. Для этих наполнителей деструктивные процессы проявляются при спекании изделий на воздухе.

Дефекты разрушения заготовок зависят от процентного содержания наполнителя. В зависимости от степени наполнения для заготовок характерны следующие виды разрушений: поперечное растрескивание по середине цилиндрических образцов; конусообразный кратер, выходящий из центра заготовки-таблетки, а также полная потеря формы изделия с деструкцией полимера вспениванием.

В работе [6] показано, что при температурной обработке вышеуказанных композиций, содержащих фазы свинца (высокодисперсный свинцовый порошок, оксид и диоксид свинца), наблюдаются экзотические реакции, приводящие к разрушению материала. Установлено, что в процессе смешивания полимера и наполнителя в высокоскоростных смесителях у свинецсодержащих высокодисперсных порошков происходит механическая активация поверхности частиц. Изменение кристаллической структуры свинцовых фаз и энергетического состояния поверхности частиц при их смешении способствует их самопроизвольному воспламенению в полимерной матрице при термообработке последней. Также выявлено, что термическая деструкция композита происходит из-за теплового самовозгорания свинецсодержащих наполнителей в полимерной матрице, что и является причиной разрушений полимерных изделий.

Установлено, что в ряде случаев при трении происходит резкое повышение износостойких свойств вышеуказанных дисперсно-наполненных композитов [7]. Также оказалось, что изменение износостойких свойств и наличие деструктивных процессов при спекании фторопластовых изделий, наполненных вышеуказанными свинцовыми соединениями, непосредственно связаны с дисперсностью используемых частиц и степенью наполнения [8].

Известно [9], что наряду с этими факторами существенную роль при самовоспламенении играет масса заготовок. Однако в работах [6, 8] не была определена критическая для процесса теплового самовозгорания масса, а также не был определен диапазон дисперсности порошков в зависимости от применения фторопластовых композиций и не были показаны оптимальные способы получения качественных изделий из них.

В связи с этим ниже представлена предлагаемая автором методика проведения эксперимента и полученные результаты.

Методика эксперимента. В качестве полимерной матрицы использовался фторопласт марки ПН по ГОСТ 10067—80, а в качестве наполнителей: порошок свинца Pb марки ПСА по ГОСТ 16138—78 разной дисперсности; диоксид свинца PbO_2 по ГОСТ 4616—78; порошок свинца $Pb_в$, полученный восстановлением из оксида свинца; комплексный свинцовый наполнитель $Pb_к$ [10]. Основные свойства и дисперсность порошков представлены в таблице. Химический анализ на содержание свинца выполняли на атомно-адсорбционном спектрофотометре мод. AAS-1 (фирма Карл Цейсс, ГДР).

Поскольку оксид свинца проявляет высокую степень самовозгорания даже при незначительной массе и имеет невысокие износостойкие свойства, то его исследование не представляет практического интереса.

Содержание наполнителя выбрано в объеме 40÷50 мас. %, так как именно в этом интервале

Наполнитель	Плотность, кг/м^3	Температура плавления, К	Содержание Pb, %	Дисперсность, мкм
Pb	11 340	600	93,7	До 55
Pb	11 340	600	93,7	До 25
PbO_2	9 370	563÷613*	86,6	До 12
$Pb_в$	—	600	94,5	До 30
$Pb_к$	8 900	600	75,2	До 15

* Температура разложения.

композиты обладают высокими триботехническими характеристиками. Образцы для исследования изготовлялись смешением фторопласта с наполнителем, последующим прессованием при давлении 50÷55 МПа и спеканием при температуре 370 ± 5 °С на воздухе и в инертной атмосфере (аргон); время выдержки на воздухе составляло 0,3 ч на 1 мм толщины образца. Масса образцов изменялась в диапазоне от 0,05 до 1,0 кг.

Триботехнические испытания композиций проводили по схеме "вал-втулка" на машинах трения СМТ-1 и СМЦ-2 в режиме трения без смазочного материала при нагрузке 200 Н и скорости скольжения 1 м/с, время испытаний — 8 ч (28,8 км). Контртело (стальной вал) перед каждым испытанием шлифовали до $Ra \approx$ ≈ 0,63 мкм. Рентгенофазовые исследования пленки переноса на стальном контртеле проводили на дифрактометре D8 Advance фирмы Bruker AXS (Cuk_{α}-излучение, графитовый монохроматор).

Результаты эксперимента. Исследования показали, что получение качественных изделий из фторопластов, наполненных промышленным порошком свинца дисперсностью 55 мкм и более, при массе более 0,5 кг и степени наполнения свинцом выше 40 мас. % при спекании в указанных выше средах невозможно. При спекании обычных фторопластовых изделий полимер, находясь в расплавленном состоянии, сохраняет свою форму благодаря высокой вязкости. В случае наполнения его свинцовыми порошками с высокой плотностью (см. таблицу), которые при данной температуре расплавляются и, возможно, соединяются между собой, полимерная матрица не выдерживает давления расплавленных частиц свинца и происходит "выпотевание" наполнителя на наружных поверхностях изделий, что приводит к нарушению сплошности материала. Подобное поведение свинца известно и наблюдается в металлокерамических подшипниках скольжения с высоким содержанием свинца. Эта характерная особенность благоприятно влияет на процессы сухого трения при использовании прочных металлопористых подшипников скольжения, однако оказывает негативное воздействие на полимерную матрицу.

Оказалось, что при использовании того же порошка свинца дисперсностью до 25 мкм, полученного методом ситового анализа, фторопластовые изделия при массе 0,5 кг и степени наполнения свинцом более 40 мас. % подвержены самовозгоранию при спекании на воздухе.

Из-за отсутствия серийного производства высокодисперсных свинцовых порошков для проведения дальнейших исследований было необходимо получить дисперсные порошки опытным путем. В результате в восстановительной среде (диссоциированный аммиак) были получены: высокодисперсный свинцовый порошок $Pb_в$ из оксида свинца, а также комплексный свинцовый наполнитель $Pb_к$, представляющий собой восстановленную активную массу из отработанных аккумуляторов. Данный наполнитель создавался с целью получения высокодисперсного свинцового порошка, а также для снижения себестоимости изделий из композиций ПТФЭ и утилизации вторичного сырья. Он представляет собой многокомпонентную систему, основным компонентом которой является свинцовый порошок. Порошки специально охлаждали в среде углекислого газа, иначе они самовозгораются на воздухе даже при нормальной температуре.

У небольших изделий из фторопластовых композиций с данными порошками деструктивные процессы при спекании на воздухе наблюдались уже при степени наполнения свинцом всего в 20 мас. %. В случае спекания образцов в инертной атмосфере самовозгорания не происходит. Данный процесс приводит к удорожанию получаемых изделий, поэтому его желательно использовать при термообработке готовых деталей, а не заготовок.

Далее рассмотрим влияние процесса спекания на композиты, наполненные диоксидом свинца (дисперсность порошка диоксида свинца изменить достаточно сложно или даже невозможно). Ранее было показано [5], что получение качественных изделий небольших размеров из композитов с диоксидом свинца возможно несколькими путями: снижением температуры спекания наполненных композиций; введением в композиции специальных добавок; использованием различных газовых сред в процессе спекания.

Исследования показали, что снижением температуры (спекание при 350 °С) или введением технологической добавки в виде высокодисперсных порошков (дисульфида молибдена, пятиоксида сурьмы, кобальта синего и др.) можно добиться получения качественных деталей массой не более 0,05 кг. При спекании более массивных заготовок наблюдаются деструктивные изменения в образцах, что свидетельствует о тепловом самовозгорании наполнителя. Таким образом, снижение температуры спекания или введение дополнительных добавок в виде высокодисперсных порошков позволяет задержать процесс самовозгорания, но не предотвратить.

Использование защитной атмосферы при спекании позволяет получать массивные качественные полимерные изделия с диоксидом свинца.

Рассмотрим характер влияния дисперсности порошков, содер-

жащих свинцовую фазу, на триботехнические характеристики готовых деталей.

При трибоиспытаниях небольших изделий (втулка размерами ∅32,5×25,5×20 мм), полученных в готовом виде на воздухе при степени наполнения 40 мас. % и выше промышленным свинцом дисперсностью ⩾ 55 мкм на стальных контртелах были обнаружены покрытия с характерным свинцовым блеском. Толщина такого покрытия на контртеле после испытаний достигала ≈0,5 мм. Процесс образования свинцового покрытия начинается с появления очаговых точек-выступов, которые при дальнейшем процессе трения сливаются в более крупные с переходом в сплошное покрытие. Установлено, что повышение коэффициента трения происходит в момент образования на стальном контртеле очаговых точек, причем после этого наблюдается резкое увеличение последнего. Увеличение коэффициента трения приводит, естественно, к повышению температуры в зоне трения и, как следствие, к катастрофическому износу полимерной втулки. Наличие на контртеле свинцового покрытия свидетельствует о том, что при трении в поверхностном слое композита образуются (по крайней мере, локальные) высокие (> 327 °С) температуры.

Известно [11], что мягкие металлы при трении наволакиваются на поверхность металлокерамических втулок, улучшая тем самым их антифрикционные свойства; данный эффект широко используется в трибологии в узлах трения без смазочного материала [12]. Однако в рассматриваемом случае происходит перенос свинца на поверхность стального контртела, работающего в паре с полимером. Если в работе [11] свинец используется в качестве твердой смазки (при этом тонкая пленка мягкого металла, образующаяся на твердых поверхностях при высоких температурах, обеспечивает эффект наличия двухслойной смазки в сопряжении), то в случае данного металлополимерного композита свинец, хотя он также переносится на металлическую поверхность, выступает в качестве абразива для полимера. Появление металлического покрытия на сопряженной детали приводит к повышению коэффициента трения и к износу полимерного композита.

На рис. 1 показана поверхность трения втулки из фторопласта, содержащего 40 мас. % Pb, на которой видны частицы свинца дисперсностью до 55 мкм, образующие свинцовое покрытие на контртеле.

В силу того, что в зоне трения частицы свинца контактируют с контртелом посредством оксидных соединений, естественно предположить, что возникает момент, когда на постоянно истирающейся поверхности при определенных условиях трения (скорость, давление и температура) при недостатке кислорода поверхность крупной частицы не успевает покрыться оксидами свинца и процесс трения происходит по ювенильной поверхности свинца, что приводит к схватыванию двух металлических тел. Очаговое схватывание характеризуется переносом частиц свинца на поверхность контртела, увеличением коэффициента трения с дальнейшим повышением температуры в зоне трения. Это приводит к расширению зоны данного покрытия и, как следствие, к катастрофическому износу полимера.

Известно [7], что износостойкие свойства фторопластовых композиций 50 % ПТФЭ + 50 % $Pb_к$ и 50 % ПТФЭ + 50 % PbO_2 в 3 раза и более выше, чем у промышленного материала Ф4К20. Такое значительное улучшение эксплуатационных характеристик нельзя объяснить только амор-

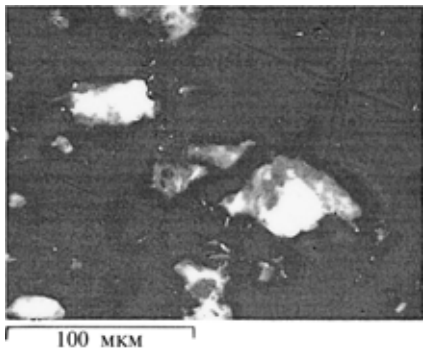


Рис. 1. Поверхность трения втулки из фторопласта, содержащего 40 мас. % промышленного порошка свинца, в начальный период испытаний

физацией ПТФЭ с образованием слоистой структуры матрицы или залечиванием трещин на пленке переноса мягким металлом. Очевидно, что определенный вклад должны вносить структурно-фазовые процессы, происходящие при трении в пленке переноса между полимерной матрицей и наполнителем. Величина износа полимерного материала определяется главным образом износом пленки фрикционного переноса.

В процессе формирования устойчивой пленки фрикционного переноса в поверхностном слое происходят сложные физико-химические изменения, связанные с процессами деструкции и структурирования, и образуются структуры, существенно отличающиеся от исходных по своим физико-механическим свойствам. Начальный этап трения (приработка) характеризуется интенсивным разрушением структур и возникновением новых так называемых трибоструктур с более высокими антифрикционными свойствами. При исследовании пленок фрикционного переноса и поверхностных слоев композиционного материала, содержащего в своем составе волокна ПТФЭ, методом рентгеноэлектронной спектроскопии установлено, что уже через одну секунду при фрикционном взаимодействии в рентгеноэлектронном спектре появляется компонента с

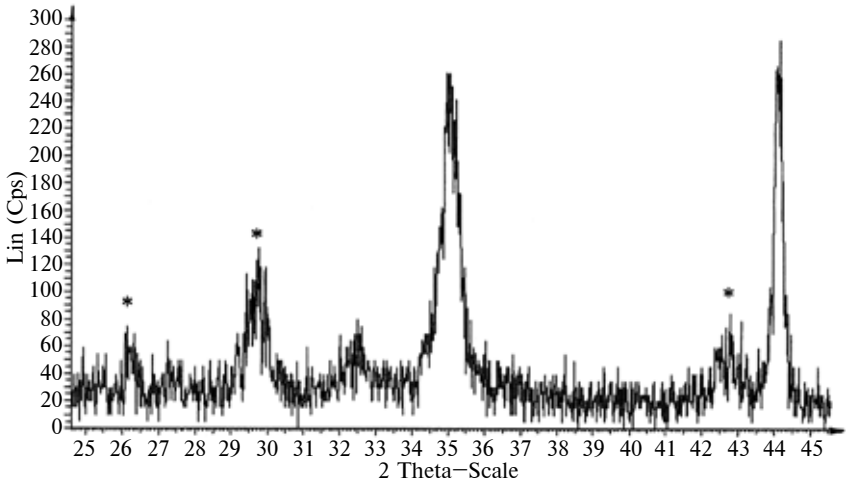


Рис. 2. Дифрактограмма пленки переноса на стальном контртеле после его фрикционного взаимодействия в течение 8 ч с фторопластовой композицией, содержащей 50 мас. % PbO_2:
ось абсцисс — бреговский угол отражения; ось ординат — амплитуда рентгеновского отражения (число квантов)

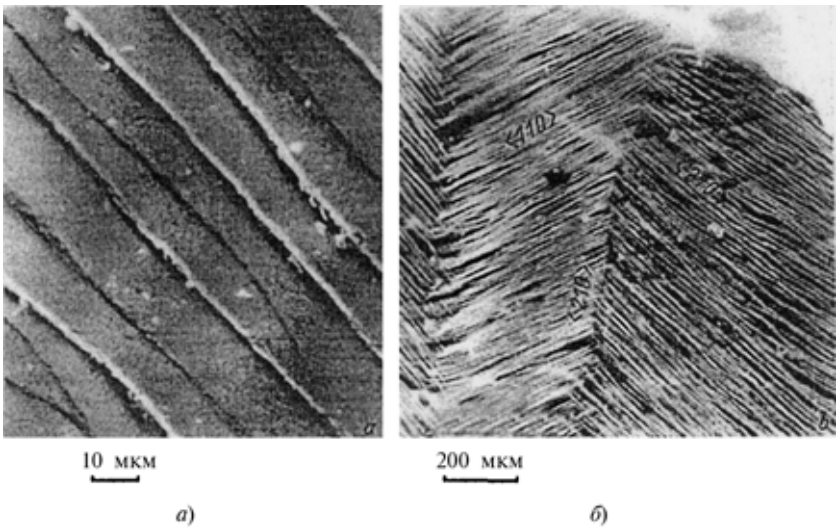


Рис. 3. Следы скольжения в деформированных кристаллах β-PbF_2 [15]

энергией связи около 685 эВ, что свидетельствует об образовании связи F—Me и о том, что с первых мгновений фрикционного взаимодействия начинается процесс деструкции ПТФЭ с образованием фторидов металлов подложки [13]. При установившемся трении впоследствии продолжаются те же, что и во время приработки, физико-механические процессы — структурные изменения и фазовые переходы с периодичностью образования накопления и разрушения некоторых химических соединений.

Наряду с образованием фторидов металлов подложки образуются фториды из металлических порошков, наполняющих полимерную матрицу. Образование фторида свинца обнаружено [8] при трении фторопластовых композиций, содержащих исследуемые соединения свинца. На рис. 2 приведена дифрактограмма пленки переноса, образовавшейся на стальном контртеле после его фрикционного взаимодействия в течение 8 ч с фторопластовой композицией, содержащей 50 мас. % PbO_2. На дифрактограмме видны рефлексы фторида свинца PbF_2 (отмечены знаком *) и рефлексы, принадлежащие материалу подложки.

Дифрактограмму пленки переноса после 20 ч испытаний не приводим, так как она аналогична рентгенограмме образца после 8-часового испытания. Этот факт хорошо объясняется авторами работы [14], в которой показано, что в процессе длительного установившегося трения после завершения периода приработки фазовый состав деформированных слоев практически не меняется.

На рентгенограммах пленок переноса с другими наполнителями рефлексы фторида свинца также обнаруживаются, но они не так ярко выражены, так как в их состав входят различные технологические добавки.

Установлено, что в рассматриваемом случае в пленке переноса образуется фторид свинца со структурой кубического флюорита, который обладает смазочными свойствами. Это подтверждается авторами работы [15], в которой отмечено, что при деформировании кубического флюоритового кристалла фторида свинца вдоль оси [111] хорошо работают плоскости скольжения типа {100} и (110), приводящие к увеличению пластической деформации образца. Такая система скольжения, естественно, существенно влияет на триботехнические свойства композиционного материала.

На рис. 3 представлены следы скольжения в деформированных кристаллах β-PbF_2, полученные с помощью светового микроскопа в режиме "на отражение" авторами работы [15], в которой показано, что при степенях деформации до $\approx 5 \div 8$ % скольжение идет только по одной системе (рис. 3, *а*). С увеличением степени деформации число систем скольжения увеличивается, они пересекаются и взаимодействуют между собой (рис. 3, *б*).

Формирование такой структуры дополнительно обеспечивает легкое скольжение слоев ПТФЭ, низкий уровень касательных напряжений, локализацию их в тончайшем поверхностном слое, следствием чего и является снижение интенсивности изнашивания.

Выводы

1. Для получения качественных изделий с высокими износостойкими свойствами из композиционных фторопластовых материалов, наполненных свинцовыми порошками, необходимо использовать порошки свинца дисперсностью до 25 мкм, при этом спекание проводить в защитной атмосфере.

2. Наличие в кристаллической структуре фторида свинца плоскостей скольжения вносит дополнительный существенный вклад в повышение смазочных свойств ПТФЭ в зоне трения, что приводит к значительному повышению износостойких свойств композиций.

3. Поскольку высокодисперсные порошки свинца получают в основном восстановлением оксидов свинца в восстановительной атмосфере (при этом в качестве разделителей используются различные марки кокса), то для получения износостойких материалов можно использовать полученные порошки вместе с разделителем. Технологическая добавка в виде кокса благоприятно влияет на трибологические свойства композитных материалов.

4. При использовании в качестве наполнителя диоксида свинца небольшие заготовки (массой не более 0,05 кг) можно получать на воздухе как путем снижения температуры спекания на $10 \div 20$ °С, так и путем дополнительного введения $3 \div 5$ % дисперсных порошков. Для получения более массивных изделий спекание следует проводить в защитной атмосфере.

5. В связи с объективными ограничениями в получении массивных фторопластовых свинецсодержащих заготовок можно рекомендовать изготовление изделий из данных композиций методом прессования из порошка с предельно низким допуском на механообработку или получение деталей в готовом виде.

6. При создании новых фторопластовых композиционных материалов с повышенными триботехническими свойствами необходимо рассматривать свинецсодержащие наполнители как в качестве единственного наполнителя, так и как эффективный элемент при многокомпонентном наполнении.

Эти рекомендации позволят на практике получать качественные дисперсно-наполненные изделия и заготовки с высокими эксплуатационными и триботехническими характеристиками.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Истомин Н. П., Матвеевский Р. М.** Трение и износ антифрикционных композиционных материалов на основе фторопласта-4 со свинцом // Вестник машиностроения. 1970. № 2. С. 47—51.

2. **Истомин Н. П.** Антифрикционные свойства и износостойкость фторопласта-4 с различными наполнителями // Тр. Всесоюз. конф. "Новые материалы в машиностроении". Сер. Сельское хозяйство. М.: НИИМАШ 1968. С. 223—235.

3. **Матвеевский Р. М., Поздняков В. В., Семенов А. П.** Влияние наполнителей на износостойкость фторопласта-4 при трении по стали без смазки // Пластмассы в подшипниках скольжения. М.: Наука, 1965. С. 65—74.

4. **Pratt G. C.** Plastic — based bearings. Chapter 8, Lubrication and Lubricants. E. R. Braithwaite (Ed). Elsevier, 1967.

5. **Рогов В. Е.** Исследование и разработка модифицированных антифрикционных материалов на основе политетрафторэтилена: Дис. ... канд. техн. наук. Якутск, 1989. Машинопись. 108 с.

6. **Рогов В. Е.** Механизм самовозгорания свинецсодержащих наполнителей в фторопластовой матрице при термообработке // Фундаментальные проблемы современного материаловедения. 2009. Т. 6. № 2. С. 25—30.

7. **Свинецсодержащи**е антифрикционные материалы на основе политетрафторэтилена / В. Е. Рогов, Д. М. Могнонов, Н. В. Корнопольцев и др. // Трение и износ. 2001. Т. 22. № 1. С. 104—108.

8. **Рогов В. Е.** Влияние дисперсности свинцовых порошков на износостойкие свойства фторопластовых композиций // Фундаментальные проблемы современного материаловедения. Барнаул: АГТУ, 2009. № 1. С. 81—89.

9. **Злобинский Б. М., Иоффе В. Г., Злобинский В. В.** Воспламеняемость и токсичность металлов и сплавов. М.: Металлургия, 1972. 264 с.

10. **А. с. 1526245 СССР.** МКИ^4 С22 В7/00: Способ получения свинцового порошка из отработанных аккумуляторов.

11. **Петренко Ф. А.** Подшипники скольжения со вставками из пластичных металлов. М.: Машгиз, 1952. 64 с.

12. **Трение,** износ и смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер, Э. Д. Браун и др. Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. 576 с.

13. **Никольский А. В., Козаков А. Т., Кравченко А. Н.** Динамика химического состояния поверхностей трения металлополимерного сопряжения в процессе фрикционного взаимодействия // Трение и износ. 1988. Т. 9. № 5. С. 861—869.

14. **Композиционные** материалы на основе политетрафторэтилена. Структурная модификация / Ю. К. Машков, З. Н. Овчар, В. И. Суриков, Л. Ф. Калистратова. М.: Машиностроение, 2005. 240 с.

15. **Борисенко Е. Б., Классен Н. В., Савченко И. Б.** Образование и рост α-PbF_2 при пластической деформации кристаллов β-PbF_2 // Физика твердого тела. 1997. Т. 39. № 4. С. 640—646.

УДК 621.778:539.533:538.54

О. В. ГЕРАСИМОВА, канд. техн. наук, В. Я. ГЕРАСИМОВ, д-р техн. наук (Курганский ГУ), e-mail: v-y-gerasimovkgu@mail.ru

Повышение долговечности резьбовых изделий путем предварительного наклепа металла при волочении стальных прутков

Предложен метод повышения долговечности резьбовых изделий путем изменения обжатия при волочении сальных прутков.

Ключевые слова: волочение, обжатие, прутки, пластическая деформация, упрочняющий эффект, твердость, электропроводность.

A method for increasing the longevity of threaded products by changing the compression in the drawing of the sebaceous rods has been proposed.

Keywords: drawing, compression, rods, plastic deformation, hardening effect, hardness, conductance.

Долговечность стержневых резьбовых изделий можно увеличить различными технологическими методами, основным из которых является термическое упрочнение, применяемое, в первую очередь, для высокопрочных болтов [1, 2]. Для стержневых резьбовых изделий общего назначения можно применять предварительное деформационное упрочнение металла при его волочении в жестких конических матрицах (волóках). В этом случае можно регулировать величину и интенсивность наклепа в поперечном сечении протягиваемых прутков [3], и тем самым улучшать механические свойства и эксплуатационные характеристики изготавляемых резьбовых изделий.

Экспериментально установлены закономерности накопления упрочняющего эффекта в поперечном сечении прутков из стали 40Х, протянутых в конической матрице на конечный диаметр $d_1 = 20{,}3$ мм с последующим накатыванием резьбы М22×2,5. Величина деформации — обжатие $\varepsilon = 2\ln(d_0/d_1)$ (где d_0, d_1 — диаметры соответственно исходного прутка и после обжатия) изменялась от нуля (исходный пруток) до 0,446 с шагом 0,05, что позволило установить закономерности возникновения и развития пластической деформации на локальном и интегральном уровнях, найти границы оптимального и предельного деформирования металла.

На первом этапе исследования определяли относительную твердость ΔHB торцев цилиндрических образцов, отрезанных от протянутых прутков (рис. 1), затем — электропроводность металла в зоне контроля твердости (на торцах цилиндров) и на боковой поверхности образцов. Метод, основанный на электропроводности, является дальнейшим развитием метода вихревых токов. Для его практического применения разработан генератор высокочастотных электромагнитных колебаний [4] концентратором магнитного поля в виде ферритового сердечника, на котором находится катушка индуктивности, включенная в электрическую цепь генератора колебаний.

Ферритовый сердечник с катушкой является индуктивным датчиком. Он устанавливается нормально к поверхности образца или изделия. Вихревые токи в металле изменяют индуктивность катушки, что связано с изменением структурного состояния металла в зоне контроля. Изменение индуктивности соответствует электрическому току в микроамперметре.

Данный метод контроля является неразрушающим и быстродействующим. Он обеспечивает высокую точность контроля и достоверность информации о свойствах деформированного металла, что подтверждено металлофизическими исследованиями калиброванной прутковой стали [5], стальных образцов и крепежных изделий [6].

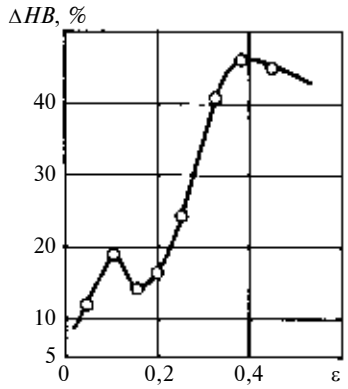


Рис. 1. Зависимость изменения относительной твердости ΔHB по оси протянутых прутков из стали 40Х от обжатия ε

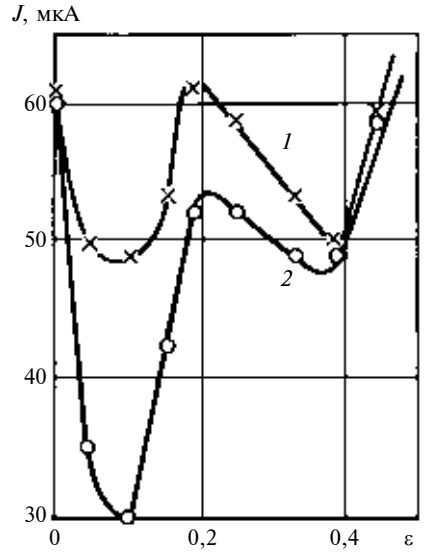


Рис. 2. Зависимости изменения электропроводности J холоднотянутых прутков из стали 40Х от обжатия ε:
1 — на торцах цилиндрических образцов;
2 — на боковой поверхности

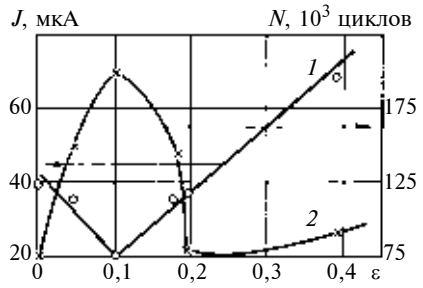


Рис. 3. Зависимости изменения электропроводности *J* и долговечности *N* шпилек с резьбой М22×2,5 из стали 40Х от обжатия ε при волочении

На рис. 2 приведены зависимости соответствующих зон контроля образцов из стали Х40, анализ которых показал следующее.

Установлен общий характер изменения механических (твердость) и физических (электропроводность) свойств деформированного металла в холоднотянутых стальных прутках.

Установлены предельные значения обжатия $\varepsilon_1 = 0{,}10$ и $\varepsilon_2 \approx 0{,}37$, (оптимальное обжатие $\varepsilon_0 \approx \approx 0{,}15 \div 0{,}20$), которым соответствует определенная величина наклепа в поперечном сечении холоднотянутых прутков. Так, на начальном этапе деформационного процесса (до ε_1) упрочнение металла локализовано в тонком поверхностном или периферийном слое, что подтверждается более интенсивным уменьшением электропроводности металла на боковой поверхности протянутых прутков. Оптимальному значению обжатия соответствуют максимальная электропроводность. При достижении обжатия ε_2 ресурс пластических свойств деформируемого металла исчерпывается вследствие растягивающего напряжения в центральной зоне прутков. При этом наблюдаются максимальная твердость и минимальная электропроводность. Каждому из обжатий ε_0, ε_1, ε_2 соответствует определенная долговечность резьбовых изделий.

На втором этапе исследования определяли долговечность шпилек с резьбой М22×2,5, накатанной роликами на стержневых заготовках из калиброванной стали 40Х. Механические испытания проводили по схеме переменного растяжения по симметричному циклу при напряжениях $\sigma_{min} = 130$ МПа и $\sigma_{max} = 260$ МПа при частоте циклического нагружения 500 мин$^{-1}$.

В качестве критерия долговечности резьбовых изделий использовали число *N* циклов при усталостном разрушении шпилек с учетом предварительного наклепа металла в протянутых прутках.

Полученные результаты представлены на рис. 3. Для сравнения показана зависимость изменения электропроводности *J* металла на резьбовой поверхности вблизи зоны разрушения. Наибольшее совпадение результатов получено для первого предельного обжатия, при ε_1 имеет место минимальная электропроводность, что совпадает с данными на рис. 2. При контроле разрушенных резьбовых образцов сила тока уменьшается на 55 %, а при контроле свойств калиброванного металла на боковой поверхности протянутых прутков — на 50 %. При этом наименьшую долговечность показали шпильки, изготовленные из отожженной стали. Долговечность шпилек из протянутых прутков с преимущественным упрочнением металла в периферийной зоне (обжатие ε_1) повысилась в 1,7 раза.

При волочении с обжатием $\varepsilon_2 = 0{,}37$ долговечность увеличивается только на 12,5 % из-за неравномерного упрочнения металла в поперечном сечении протянутых прутков, что подтверждается резким увеличением электропроводности металла вблизи зоны разрушения резьбовых образцов.

Таким образом, для повышения долговечности резьбовых изделий без термического упрочнения металла следует использовать регулируемый наклеп металла холоднотянутой прутковой стали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Термическая** обработка высокопрочных болтов в кипящем слое / А. П. Баскаков, Б. В. Берг, И. И. Быков и др. // Тр. НИИМЕТИЗа. № 4. М.: Металлургия, 1970. С. 152—156.

2. **Закалка** высокопрочных болтов в пенах и трехфазных средах на водной основе / Г. И. Иванцов, М. С. Шремт, В. В. Чукин и др. // Теория и практика метизного производства: Межвуз. сб. Вып. 5. Свердловск: 1976. С. 49—54.

3. **Герасимов В. Я., Парышев Д. Н., Герасимова О. В.** Изменение плотности металла при изготовлении калиброванной прутковой стали // Технология машиностроения. 2005. № 3. С. 9, 10.

4. **А. с. 1837222 СССР:** Устройство для вихретокового контроля.

5. **Герасимов В. Я.** Электроиндуктивный контроль деформационного упрочнения калиброванной стали // Сталь. 1993. № 8. С. 62.

6. **Герасимов В. Я., Мосталыгин Г. П., Герасимова О. В.** Применение неразрушающего электроиндуктивного контроля свойств деформированного металла // Технология машиностроения. 2003. № 4. С. 41, 42.

УДК 621.91

В. А. РОГОВ, д-р техн. наук (Российский университет дружбы народов),
Е. В. ФОМИН, канд. техн. наук (Архангельский ГТУ),
А. В. ФОМИН ("СЕВМАШВТУЗ" г. Северодвинск), e-mail: avfomin84@mail.ru

Оптимизация лезвийной обработки хладостойких сталей на основе моделирования процесса резания

Исследовано влияние режимов резания на стойкость режущего инструмента при лезвийной обработке хладостойкой стали 10ГНБ. Получены многофакторные модели стойкости режущего инструмента, разработана методика и система автоматизированного расчета "REZMET" оптимальных режимов резания.

Ключевые слова: хладостойкие стали, лезвийная обработка, стойкость режущего инструмента, математическое моделирование, автоматизация.

The influence of cutting conditions upon the cutting power at the edge cutting machining of cold-resistant steel 10GNB is investigated. The multifactor models of the cutting power have been obtained and the procedure and system of computer aided calculation «REZMET» of optimum cutting conditions have been elaborated.

Keywords: cold-resistant steels, edge cutting machining, the cutting power, mathematical modeling, automation.

Повышение рентабельности машиностроительных предприятий следует начинать с оптимизации операций механообработки, уделяя при этом особое внимание выбору рациональных технологических условий, предопределявших результативность данных операций, и следовательно, производительностъ труда и себестоимость изготовляемой продукции.

Развитие новых отраслей науки и техники, освоение новых конструкций машин и механизмов, работающих в тяжелых климатических условиях, связаны с исследованиями обрабатываемости хладостойких, жаропрочных, коррозионно-стойких материалов с особыми физико-техническими свойствами.

Добыча нефти на шельфе арктических морей (газоконденсатные и нефтяные запасы Штокмановского, Приразломного и других месторождений Баренцева моря) характеризуется сложной ледовой обстановкой, низкотемпературными условиями эксплуатации (до −50 °С), глубоководным (до 360 м) расположением трубопроводов высокого давления и большой протяженностью (до 546 км). Поэтому для сооружения морских буровых платформ, резервуаров и нефтегазопроводов необходимы стали высокой хладостойкости. Однако хладостойкие стали отличаются особыми физико-химическими и механическими свойствами, обусловливающими низкую обрабатываемость резанием.

В настоящее время на машиностроительныгх предприятиях ОАО "ЦС "Звездочка" и ОАО "ПО "СЕВМАШ" (г. Северодвинск) для производства конструкций и механизмов, работающих при особо низких температурах, используют хладостойкую сталь 10ГНБ.

Несмотря на многочисленные исследования в области обработки различных конструкционных материалов в настоящее время в современном производстве не существует универсальных математических моделей, позволяющих устанавливать оптимальные режимы резания на стадии проектирования технологического процесса для обработки материалов всех видов. В технической литературе практически нет данных по обрабатываемости толстолистовой хладостойкой стали 10ГНБ для океанотехники и судостроения. Поэтому разработка на основе исследований обрабатываемости хладостойких сталей и рекомендаций, позволяющих устанавливать оптимальные режимы резания на стадии проектирования технологического процесса с использованием САПР, является актуальной задачей.

Условия испытаний. При исследовании стойкости режущего инструмента использовали вертикально-фрезерный станок 6Т12 и вертикально-сверлильный станок 2Н135, а также режущие инструменты: 1) однозубую торцевую фрезу по ГОСТ 26595—85 диаметром 125 мм, оснащенную режущей пластиной Т5К10;

Таблица 1

Стойкость инструмента при нарезании резьбы в хладостойкой стали 10ГНБ

v, м/мин	Отверстие	$T_{ср}$, мин
4	Сквозное	22
4	Глухое	16
5,7	Сквозное	15,4
5,7	Глухое	11,2

Таблица 2

Стойкость инструмента, шероховатость поверхности и точность обработки при торцевом фрезеровании стали 10ГНБ

Кодированные переменные			v, м/мин	t, мм	S_z, мм/зуб	$T_{ср}$, мин
x_1	x_2	x_3				
−	−	−	98	1	0,16	142,5
+	−	−	247	1	0,16	30
−	+	−	98	3	0,16	105
+	+	−	247	3	0,16	24
−	−	+	98	1	0,24	140
+	−	+	247	1	0,24	24
−	+	+	98	3	0,24	90
+	+	+	247	3	0,24	12

Таблица 3

Стойкость инструмента при сверлении хладостойкой стали 10ГНБ

v, об/мин	S, мм/об	$T_{ср}$, мин
16,6	0,08	25,8
16,6	0,15	18,2
28,5	0,08	15
28,5	0,15	9,4

Таблица 4

Стойкость инструмента при концевом фрезеровании стали 10ГНБ

Кодированные переменные			v, м/мин	S_z, мм/зуб	t, мм	$T_{ср}$, мин
x_1	x_2	x_3				
−	−	−	39	0,04	3	120
+	−	−	78	0,04	3	60
−	+	−	39	0,1	3	96,9
+	+	−	78	0,1	3	48,5
−	−	+	39	0,04	5	109,2
+	−	+	78	0,04	5	54,6
−	+	+	39	0,1	5	86,2
+	+	+	78	0,1	5	43,1

2) концевую фрезу по ГОСТ 17026—71 диаметром 20 мм из быстрорежущей стали Р6М5; 3) спиральное сверло по ГОСТ 12121—77 диаметром 12 мм с коническим хвостовиком; 4) машинные метчики М12×1,75 ГОСТ 3266—81.

Обрабатываемый материал — толстолистовая хладостойкая сталь 10ГНБ. Резание осуществлялось без СОТС.

Планирование и результаты испытаний. Цель исследования — определение стойкости сверл, метчиков, концевых и торцевых фрез при обработке хладостойкой стали 10ГНБ на основании многофакторных моделей.

В эксперименте использовали двухуровневые методы планирования ПФЭ 2^3 и ПФЭ 2^2 [1].

Режимы резания: 1) торцевое фрезерование: скорость резания $v = 98 \div 247$ м/мин; глубина резания $t = 1 \div 3$ мм; подача на зуб $S_z = 0{,}16 \div 0{,}24$ мм/зуб; 2) концевое фрезерование: $v = 39 \div 78$ м/мин; $t = 3 \div 5$ мм; $S_z = 0{,}04 \div 0{,}1$ мм/зуб; 3) сверление: $v = 16{,}6 \div 28{,}5$ об/зуб; подача $S = 0{,}08 \div 0{,}15$ мм/об; 4) нарезание резьбы метчиками: $v = 4 \div 5{,}7$ м/мин.

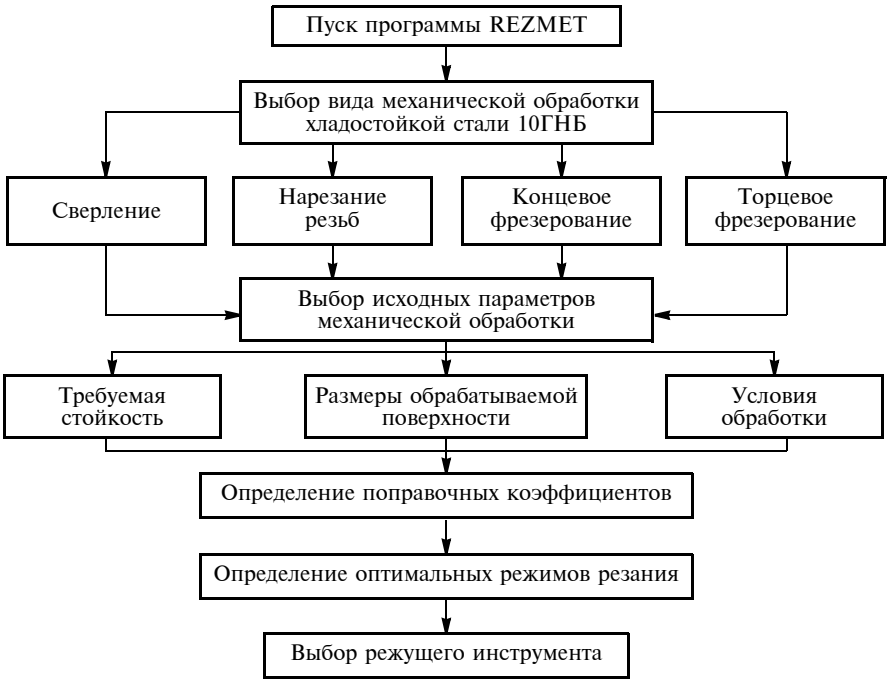
Для определения стойкости использовалась методика, предложенная в работе [3]. Результаты экспериментальных исследований представлены в табл. 1—4.

На основании экспериментальных исследований по методике [1] получены многофакторные математические модели стойкости режущего инструмента: 1) при сверлении хладостойкой стали 10ГНБ: $T_{св} = 52{,}6 - 1{,}1v - 148S + 2{,}3vS$, где $T_{св}$ — стойкость сверла, мин; 2) при нарезании резьбы в хладостойкой стали 10ГНБ: $T_м = 64 - 6{,}7v - 26{,}4k + 2{,}8vk$, где k — коэффициент, учитывающий тип отверстия; при сквозном отверстии $k = 1$, при глухом $k = 1{,}375$; $T_м$ — стойкость метчиков, мин; 3) при торцевом фрезеровании хладостойкой стали 10ГНБ; $T_{т.ф} = 248{,}8 - 0{,}89v - 21{,}79t + 4S_z + 0{,}12vt - 57{,}5tS_z$, $T_{т.ф}$ — стойкость торцевой фрезы, мин; 4) при концевом фрезеровании хладостойкой стали 10ГНБ: $T_{к.ф} = 226{,}1 - 1{,}86v - 7{,}9t - 576S_z + 0{,}07vt + 4vS_z$, где $T_{к.ф}$ — стойкость концевой фрезы, мин.

Для определения оптимальных режимов резания при лезвийной обработке хладостойкой стали 10ГНБ на стадии проектирования технологического процесса по результатам экспериментальных исследований и многофакторным математическим моделям была разработана система автоматизированного расчета REZMET в среде Delphi 7 для операционной системы Windows для основных видов обработки — сверления, нарезания резьбы метчиками, торцевого и концевого фрезеровании.

Блок-схема системы REZMET представлена на рисунке. Задаваемые исходные параметры: размеры обрабатываемой поверхности (диаметр и глубина отверстия, размер и длина резьбы, ширина, глубина фрезерования, подача); условия обработки (материал режущего инструмента, вид и состояние заготовки, СОТС); стойкость режущего инотрумента.

Далее определяются поправочные коэффициенты, формируются таблицы оптимальных режимов с рекомендациями для выбранного вида обработки, выбирается режущий инструмент. Пре-



дусмотрена возможность облегченного использования системы.

Разработанная система автоматизированного расчета REZMET позволяет определять оптимальные режимы резания на стадии проектирования технологического процесса при сверлении, нарезании резьбы метчиками, концевом и торцевом фрезеровании хладостойких сталей в зависимости от параметров обработки и требуемой стойкости режущего инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Грачев Ю. П.** Математические методы планирования эксперимента. М.: Машиностроение, 1979. 278 с.
2. **Культин Н. Б.** Основы программирования в Delphi 7. СПб.: БХВ-Петербург, 2005. 608 с.
3. **Малыгин В. И., Светлаков Г. Б.** Косвенный метод контроля текущего износа инструмента по градиенту термо-ЭДС // Технология судостроения. 1991. № 1. С. 39—40.
4. **Новик Ф. С., Арсов Я. Б.** Оптимизация процессов технологии обработки металлов методами планирования эксперимента. М.: Машиностроение, Техника, 1980. 304 с.

УДК 621.922

Д. В. АРДАШЕВ, канд. техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: dva79@inbox.ru

Двухпараметрическая оценка эксплуатационных показателей шлифовальных кругов

Рассмотрен стохастический характер взаимодействия шлифовального круга с обрабатываемой поверхностью. Приведена методика учета стохастичности процесса при составлении технологического эксплуатационного паспорта шлифовального круга.

Ключевые слова: стохастичность, шлифовальный круг, эксплуатационные показатели.

A stochastic nature of the interaction of the grinding wheel with a machined surface is considered. The accounting technique of the process stochasticity in the preparation process of the operating passport of the grinding wheel has been presented.

Keywords: stochasticity, grinding wheel, performance.

Характер взаимодействия инструмента с обрабатываемой поверхностью в основном определяется строением шлифовального круга. При абразивной обработке рабочими элементами, удаляющими металл с заготовки, являются отдельные абразивные зерна.

В соответствии с ГОСТ Р 52381—2005 для зернистости F60 допуски составляют от 20 до 40 % зерен различных фракций от общего их числа. Это означает, что в любом шлифовальном круге содержатся абразивные зерна различных размеров с преобладанием зерен с размерами, соответствующими заявленной маркировке шлифовального круга. Кроме того, из практики эксплуатации шлифовальных кругов известно, что их твердость, особенно кругов большого диаметра (500—600 мм), в процессе изнашивания уменьшается.

Л. Н. Филимонов [1] и Е. Н. Маслов [2], исследуя микрорельеф поверхности шлифовального круга, получили профилограммы его рабочей части, из которых видно, что режущий профиль шлифовального круга после правки имеет прерывистый характер. В процессе работы шлифовального круга изменяются характеристики микропрофиля его рабочей поверхности — появляются площадки затупления, изменяется расстояние между работающими зернами, однако прерывистый характер профиля круга сохраняется. В работах [3—8] также учитывался дискретный (прерывистый) контакт шлифовального круга с заготовкой.

Таблица 1

Размеры площадок затупления в различные моменты времени работы шлифовального круга, мкм

Номер замера	Время работы шлифовального круга, мин					
	0	1	2	3	4	5
1	25	25	38	113	100	100
2	31	125	88	188	188	138
3	38	138	113	113	163	100
4	31	75	113	163	125	125
5	75	138	138	50	175	113
6	25	113	125	175	113	163
7	25	113	225	100	175	188
8	25	163	163	88	213	150
9	38	125	88	138	113	188
10	31	113	138	138	188	138
11	31	163	125	113	100	163
12	25	38	225	188	150	113
13	13	75	63	175	100	88
14	13	100	25	88	88	188
15	13	113	150	100	125	163
16	38	150	200	188	138	200
17	63	163	88	150	88	113
18	13	150	75	200	163	188

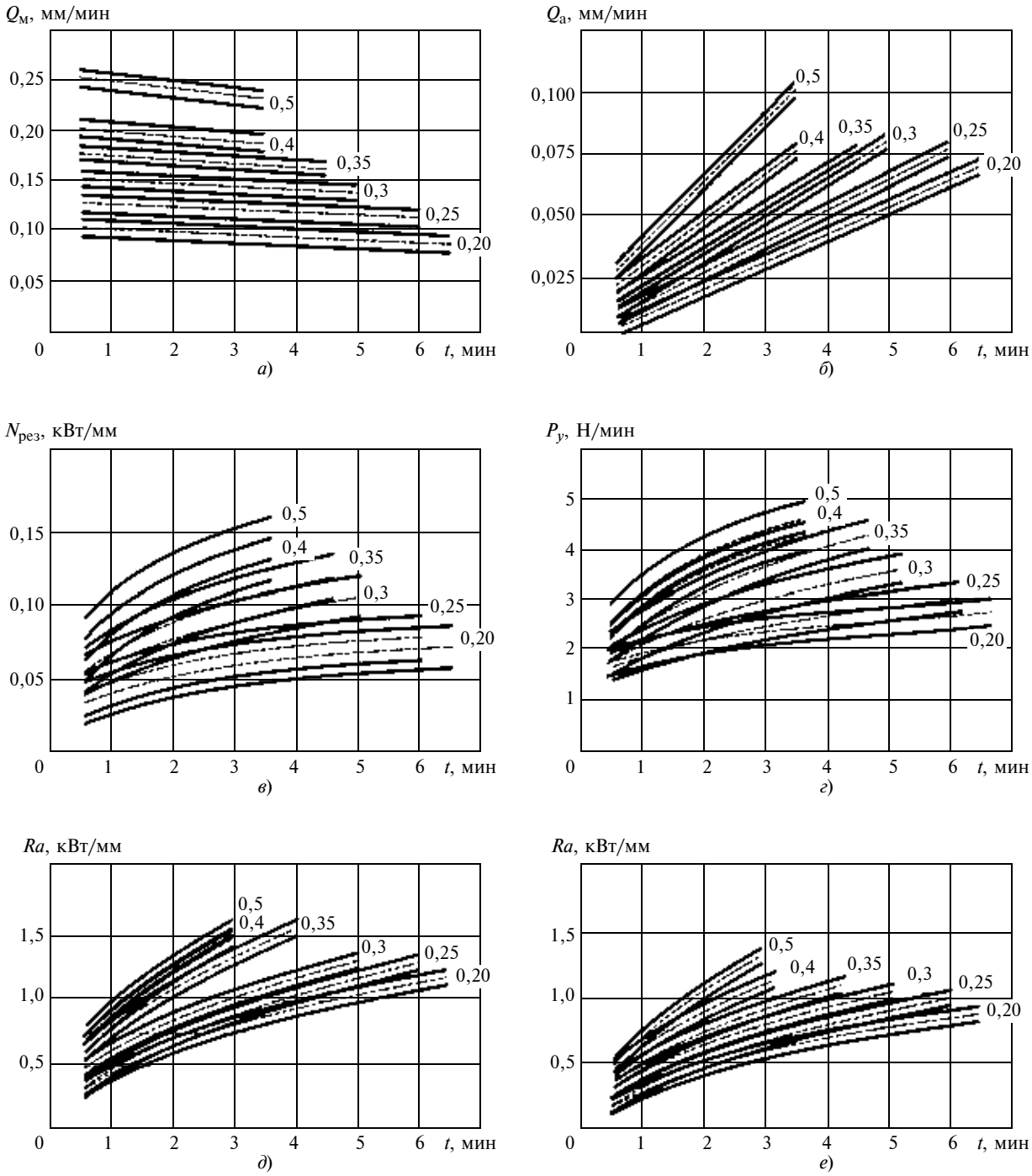
Таблица 2

Дисперсия по результатам 50 замеров площадок затупления абразивных зерен

Подача шлифовального круга, мм/мин	Время работы круга, мин					
	0	1	2	3	4	5
0,2	285,9	557,0	1188,0	468,0	1240,0	2075,0
0,3		1379,0	2609,0	2109,0	1873,0	1870,0
0,4		841,0	1351,0	740,0	—	—
0,5		744,0	1865,0	1186,0	—	—

Для подтверждения неравномерности распределения зерен по рабочей поверхности шлифовального круга, а также разброса размеров работающих зерен проводили исследования (совместно с А. А. Дьяконовым) поверхности шлифовального круга 24А25НСМ27К методом фотометрии после круглого наружного шлифования с радиальной подачей 0,3 мм/мин заготовок из стали 45 (42 ÷ 45 *HRC*). Результаты исследования приведены в табл. 1.

Фиксировали начальное состояние шлифовального круга и круга, проработавшего 5 мин. Участок измерения отмечали карандашом на неработающей части шлифовального круга. Затем в программе Photoshop накладывали сетку и измеряли площадки затупления в направлении скорости шлифовального круга. В результате было установлено, что число зерен, одновременно участвующих в резании на элементарном участке рабочей поверхности



Технологический эксплуатационный паспорт шлифовального круга 24А25НСМ27К:
а — интенсивность $Q_м$ съема металла; *б* — интенсивность Q_a изнашивания шлифовального круга; *в* — мощность $N_{рез}$ резания; *г* — нагрузка P_y на технологическую систему; *д* — параметр *Ra* шероховатости обработанной поверхности без выхаживания; *е* — параметр *Ra* шероховатости обработанной поверхности с выхаживанием

шлифовального круга, изменяется существенно и хаотично.

Статистическая обработка полученных данных (по 50 измерений) показала, что разброс размеров площадок затупления абразивных зерен значителен (табл. 2). Это дает основание предположить, что при шлифовании удаление металла с заготовки происходит абразивными зернами различных размеров, расположенными случайным образом на рабочей поверхности шлифовального круга, т. е. процесс шлифования носит случайный или стохастический характер.

Поэтому при описании эксплуатационных свойств шлифовального круга для учета стохастического характера процесса каждый показатель предлагается описывать с помощью двухпараметрической оценки: математическим ожиданием величины показателя — трендом, и его разбросом — доверительным коридором [9—11].

Для построения доверительного коридора необходима интервальная оценка уравнения регрессии для трендовой составляющей [12]:

$$D_{y^0} = \frac{S_y^2[\nu]}{\det|h_{ij}|} \sum_{i=1}^{m} h_{ij}^{-1} x_i x_j, \qquad (1)$$

где $S_y^2[\nu]$ — объединенная дисперсия показателя; h_{ij}, x_i, x_j — коэффициенты матрицы, получаемой при регрессионном анализе.

Затем определяется разброс показателя в одну сторону:

$$a = t_{1-0,025}[\nu]\sqrt{D_{y^0}}, \qquad (2)$$

где $t_{1-0,025}$ — коэффициент Стьюдента;

$$\begin{cases} y_{\max} = y_{i\text{p}} + a; \\ y_{\min} = y_{i\text{p}} - a, \end{cases} \qquad (3)$$

где $y_{i\text{p}}$ — значение эксплуатационного показателя в каждый момент времени работы шлифовального круга, рассчитанное по уравнению регрессии.

По формуле (3) для каждого эксплуатационного показателя в любой момент времени работы шлифовального круга получаем границы доверительного коридора трендовой составляющей показателя.

Для определения эксплуатационных показателей было проведено испытание шлифовального круга 24А25НСМ27К 50 м/с при круглом наружном шлифовании заготовок из стали 45 (42÷45 *HRC*) с радиальными подачами: 0,2; 0,25; 0,3; 0,35; 0,4 и 0,5 мм/мин.

На рисунке приведен технологический эксплуатационный паспорт шлифовального круга с учетом стохастического характера процесса шлифования.

Таким образом, процесс шлифования в силу особенностей шлифовальных кругов и характера их контакта с обрабатываемой заготовкой имеет нестационарный стохастический характер. Это необходимо учитывать с помощью вероятностной оценки их эксплуатационных показателей в виде доверительных коридоров для средней величины каждого показателя в каждый момент времени работы круга.

Вероятностная оценка эксплуатационных показателей шлифовального круга при составлении его технологического эксплуатационного паспорта позволит учесть стохастический характер его контакта с обрабатываемой заготовкой, что расширит возможность прогнозирования ожидаемого качества обработки данным инструментом в конкретных технологических условиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Филимонов Л. Н.** Стойкость шлифовальных кругов. Л.: Машиностроение, 1973. 134 с.

2. **Маслов Е. Н.** Теория шлифования материалов. М.: Машиностроение, 1974. 320 с.

3. **Клочко В. И.** Эффективность высокоскоростного шлифования разных сталей и сплавов с учетом точности и качества обработки: Дис. ... канд. техн. наук. Челябинск: 1984. 205 с. Машинопись.

4. **Королев А. В., Новоселов Ю. К.** Теоретико-вероятностные основы абразивной обработки. Саратов: Изд-во Саратовского университета, 1987. 156 с.

5. **Корчак С. Н.** Производительность процесса шлифования стальных деталей. М.: Машиностроение, 1974. 280 с.

6. **Кошин А. А.** Исследование функциональных связей между предельными режимами и тепловыми критериями процессов алмазной обработки: Дис. ... канд. техн. наук. Челябинск: ЧПИ, 1974. 187 с.

7. **Редько С. Г.** Процессы теплообразования при шлифовании металлов. Саратов: Изд-во Саратовского университета, 1962. 231 с.

8. **Ящерицын П. И.** Повышение эксплуатационных свойств шлифовальных поверхностей. Минск: Беларусь, 1966. 384 с.

9. **Ардашев Д. В.** Оценка работоспособности шлифовального круга по комплексу эксплуатационных показателей, Дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 2005. 251 с. Машинопись.

10. **Ардашев Д. В., Кошин А. А.** Уровень стохастичности эксплуатационных показателей шлифовальных кругов // Прогрессивные технологии в машиностроении. Сб. тр. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. С. 108—111.

11. **Ардашев Д. В.** Технологический эксплуатационный паспорт шлифовального круга // 2-я междунар. науч.-техн. конф. "Теплофизические и технологические аспекты управления качеством в машиностроении". Тольятти: ТГУ, 2008. С. 41—45.

12. **Дыхнов А. Е., Гереншгейн А. В., Кошин А. А.** Планирование эксперимента: учеб пособие. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1976. 91 с.

УДК 631.367.7

В. Н. ВАСИЛЕНКО, канд. техн. наук, Е. А. ТАТАРЕНКОВ, Л. Н. ФРОЛОВА, канд. техн. наук, М. В. КОПЫЛОВ
(ГОУ ВПО "Воронежская государственная технологическая академия"), e-mail: evgenij-tatarenkov@yandex.ru

Создание энергосберегающих смесителей для различных компонентов

Предложены конструкции смесителей для сыпучих компонентов, позволяющие снизить удельные энергетические затраты путем минимизации продолжительности процесса и комбинирования различных по интенсивности способов перемешивания.

Ключевые слова: смеси, смесители, интенсивность смешивания, однородность, эффективность.

The designs of mixers for the loose components that reduce specific energy costs by minimizing the duration of the process and combination of different methods of mixing intensity have been proposed.

Keywords: mixtures, mixers, mixing intensity, uniformity, efficiency.

Технологические процессы смешивания различных материалов широко используются в химической, фармацевтической, пищевой и других отраслях промышленности. От качества получаемых смесей, а главное от их однородности напрямую зависят свойства изготовляемых из них изделий. Сложность, а во многих случаях и неопределенность физико-механических свойств сыпучих материалов привели к появлению различных конструкций смесителей, ориентированных на переработку определенного сырья. Однако выпускаемые отечественной промышленностью смесители морально и физически устарели, они энергоемки и малоэффективны.

Эффективность смешивания зависит от совершенства оборудования и определяет объем получаемой однородной смеси.

Конечное распределение сыпучих компонентов (например кормов) при смешивании зависит прежде всего от их смешиваемости — свойства данной совокупности компонентов образовывать однородную смесь. Смешиваемость оценивается коэффициентом θ_V вариации конечного распределения компонентов при идеальных статистических условиях, который имеет вид:

при известных объемных долях компонентов

$$\theta_V = \sqrt{\left(\frac{G}{q} - 1\right)\left(\frac{G - G_1}{G_1}\right)\left(\frac{\bar{g}_1}{\bar{g}_2}\right)\frac{1}{\frac{G_1}{\bar{g}_1} + \frac{(G - G_1)}{\bar{g}_2}}};$$

при известных весовых долях компонентов

$$\theta_V = \sqrt{\left(\frac{V}{v} - 1\right)\left(\frac{V - V_1}{V_1}\right)\left(\frac{\bar{b}_1}{\bar{b}_2}\right)\frac{k_{y2}}{k_{y1}}\frac{1}{\frac{V_1 k_{y1}}{\bar{b}_1} + \frac{(V - V_1)k_{y2}}{\bar{b}_2}}}.$$

Здесь V — объем всей совокупности; $V - V_1$ — объем наполнителя; V_1 — объем контрольного компонента; $k_{yi} = \gamma_{об}/\gamma_{уд}$ — коэффициент плотности укладки частиц, где $\gamma_{об}$ — объемная плотность; $\gamma_{уд}$ — плотность компонентов; $\bar{b}_i$, $i = 1; 2$ — средний объем частиц; G — вес всей совокупности; $G - G_1$ — вес наполнителя; G_1 — вес контрольного компонента; q — вес пробы; $\bar{g}$ — средний вес частицы.

Разработана конструкция гравитационного смесителя (рис. 1), который работает следующим образом. Сыпучие компоненты определенными порциями поступают в приемные патрубки *3*, из которых попадают на наклонную поверхность витков одинарной прерывистой ленточной спирали *5* с интервалом разрывов в 3/4 витка. Одновременно включается привод ковшового транспортера *12*, ковши захватывают поочередно шарики *13* из наклонного трубопровода *14* и поднимают их вверх.

В верхней части транспортера *12* ковши опрокидываются, шарики *13* по наклонному трубопроводу *11* подаются в гравитационный смеситель на наклонную поверхность витков одинарной преры-

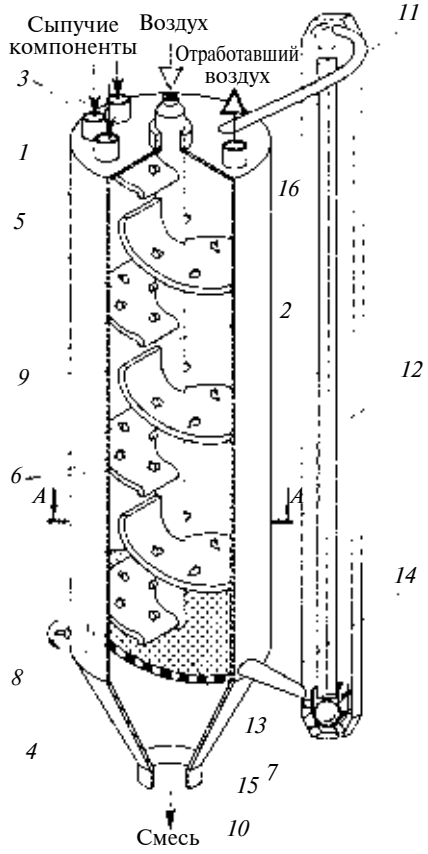


Рис. 1. Гравитационный смеситель

вистой ленточной спирали *5*, где смешиваются с сыпучими компонентами. Под действием сил гравитации смесь сыпучих компонентов и металлических шариков *13* по виткам ленточной спирали *5* движется вниз. Наличие турбулизаторов *6*, жестко закрепленных на спирали *5* с определенным шагом, позволяет турбулизировать направленное движение смеси и интенсивно перемешивать сыпучие компоненты.

Пересыпание с вышерасположенного витка на нижний виток спирали *5* не только дополнительно обеспечивает перемешивание продукта, но и создает равноускоренное движение смеси по поверхности витков ленточной спирали. В вертикальный трубопровод *2* подают воздух, который, выходя из тангенциально расположенных гидравлических форсунок *9*, дополнительно равномерно перемешивает смесь сыпучих компонентов. Отработавший воздух проходит через патрубок *16*, расположенный в верхней крышке гравитационного смесителя.

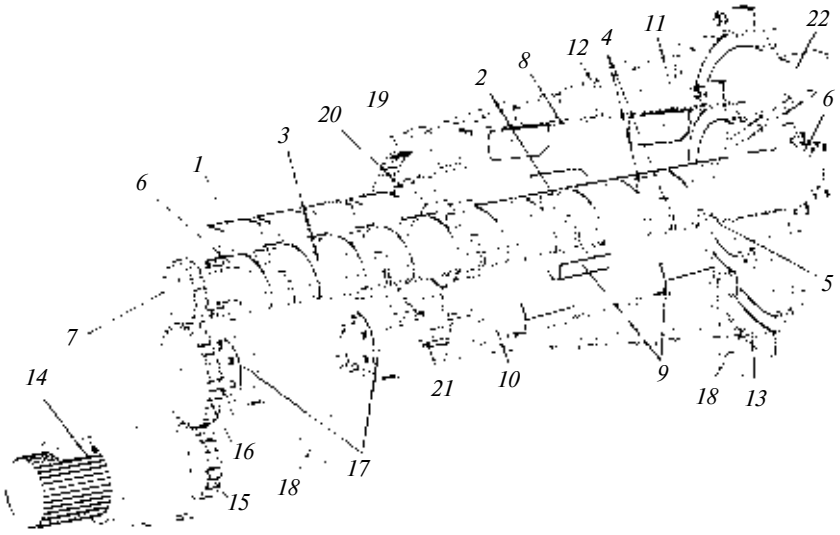


Рис. 2. Универсальный смеситель непрерывного действия:
1, *22* — загрузочные патрубки; *2* — корпус; *3* — шнек; *4* — турбулизирующие лопатки; *5*, *10*, *13* — выгрузочные отверстия; *6*, *17* — опоры; *7*, *15*, *16*, *19—21* — зубчатые колеса; *8*, *12* — камеры; *9* — ковш; *11* — винтовой виток; *14* — мотор-редуктор; *18* — стойка

Готовая смесь попадает на наклонное ситовое днище *7* и, скользя по нему, проходит через отверстия в коническую часть *4* смесителя. Для предотвращения слеживания смеси на поверхности наклонного днища *7* оно приводится в периодическое вращение молотком *8*, ударяющим по резиновому компенсатору *15*.

Металлические шарики *13* через отверстие в корпусе *1* попадают в патрубок *14*. Готовая смесь из конической части смесителя ссыпается в выгрузочный патрубок *10* и затем поступает на дальнейшую переработку.

Для этих целей создан универсальный смеситель непрерывного действия (рис. 2). Мотор-редуктор *14* с помощью зубчатых колес *15* и *7* и шестерен-сателлитов *16* и *21* одновременно приводит во вращение шнек *3* и две соосно установленные конусообразные камеры *8* и *12*. Причем шнек *3* и конусообразная камера *8* меньших размеров вращаются по часовой стрелке, а бóльшая конусообразная камера *12* вращается против часовой стрелки.

Различные компоненты из четырех загрузочных патрубков *1* поступают в зону загрузки корпуса *2*, где захватываются вращающимся шнеком *3* с турбулизирующими лопатками *4*. Форма, размеры и шаг расположения лопаток *4* совместно с вращающимся шнеком *3* обеспечивают компонентам смеси турбулизированное направленное вдоль оси шнека *3* движение к выгрузочному отверстию *5*.

Интенсивное перемешивание сыпучих компонентов, различающихся структурно-механическими свойствами и гранулометрическим составом, обеспечивается разницей сил трения между компонентами смеси, внутренней поверхностью корпуса *2* и поверхностью шнека *3*. Достигнув конца корпуса *2*, смесь компонентов пересыпается через выгрузочное отверстие *5* в конусообразную камеру *8* меньшего размера.

Одновременно другие компоненты через загрузочный патрубок *22* подаются в камеру *8*, где происходит смешивание с компонентами смеси, поступившими из неподвижного корпуса *2* через выгрузочное отверстие *5* в камеру *8*. Затем все компоненты смеси, интенсивно перемешиваясь, по внутренней наклонной поверхности вращающейся конусообразной камеры *8* перемещаются от загрузочного отверстия *5* с помощью ковшей *9*, установленных с определенным шагом, к радиально расположенным разгрузочным овальным отверстиям *10* для пересыпания смеси в большую конусообразную камеру *12*, в которой эффективное перемешивание достигается комбинированным воздействием вращающихся по часовой стрелке витков *11* на внешней поверхности камеры *8* и вращением против часовой стрелки корпуса камеры *12*, что обеспечивает равномерное перемешивание сыпучих компонентов. Готовая смесь непрерывно выгружается через радиальные овальные отверстия *13*.

Предлагаемые смесители имеют следующие преимущества: низкие энергетические затраты вследствие минимизации продолжительности процесса смешивания и комбинирования различных по интенсивности способов перемешивания; широкую область применения в результате универсализации механизма равномерного смешивания; высокое качество получаемого продукта.

УДК 621.9

С. И. ПЕТРУШИН, д-р техн. наук (Томский политехнический университет),
Р. Х. ГУБАЙДУЛИНА, канд. техн. наук
(Юргинский технологический институт — филиал Томского политехнического университета),
e-mail: victory_28@mail.ru

Оптимизация этапа эксплуатации изделий машиностроения

Предложен метод оптимизации эксплуатации изделий машиностроения с точки зрения минимизации расходов для потребителей. Рассмотрены вопросы экономического обоснования срока службы машины и условия ее замены на новое изделие.

Ключевые слова: эксплуатационные показатели изделия, цена, оптимизация, затраты, срок службы.

A method for optimizing the operation of engineering products in terms of minimizing the costs for the consumers is proposed. The matters of economic ground of the machines service life and the conditions of its replacement by a new product are considered.

Keywords: operational performance of a product, cost, optimization, expenses, service life.

Промышленная продукция делится на изделия и продукты, что обусловлено их размерностью: изделия измеряют в штуках, продукты — в тоннах, кубических метрах, литрах и т. п. В машиностроении под изделием подразумевается не только деталь, узел или отдельная машина, но и такие агрегатированные единицы, как судно, космический аппарат и др. Особенность введенного разделения заключается в том, что продукты носят подчиненный характер относительно изделия, часто являясь полуфабрикатом для изготовления последнего. Продукция потребляется, а изделие эксплуатируется, причем если процесс потребления продукции носит одномоментный характер, то эксплуатация изделия происходит в течение определенного времени, определяемого его сроком службы.

Широко используется такой показатель, как жизненный цикл изделия (ЖЦИ), который включает в себя этапы создания изделия, его эксплуатации и утилизации. Таким образом, вначале возникает идея нового изделия в виде общей конструкции, которая воплощается в комплект конструкторской документации. В процессе конструирования решается первая задача оптимального проектирования с определенными критериями и целями оптимизации, в основу которых должны быть положены требования производства и эксплуатации изделия. На этапе создания изделия вкладываются материальные средства и вовлекаются трудовые ресурсы, в результате осуществляется постановка изделия на производство с определенной серийностью выпуска. При этом решается вторая задача оптимизации, которая, как правило, направлена на снижение издержек производства.

После реализации изделия на рынке наступает этап его эксплуатации. При этом интересы потребителя обусловливают третью задачу оптимизации — минимизация эксплуатационных расходов и установление оптимального срока эксплуатации, по завершении которого изделие подлежит утилизации.

Сформулированные задачи оптимизации ЖЦИ неравнозначны и тесно связаны между собой. Дело в том, что в большинстве случаев товарно-рыночных взаимодействий существует так называемый диктат потребителя, так как потребитель определяет целесообразность приобретения того или иного изделия, исходя из своих потребностей и финансовых возможностей. Однако возможен и диктат производителя, особенно в монопольной экономике, когда у потребителя нет выбора на рынке. При работающем антимонопольном законодательстве такое встречается редко. Третья оптимизационная задача (этап эксплуатации) является главной и определяющей, остальные задачи имеют подчиненный характер.

Между потребителем и производителем стоит, как правило, продавец, имеющий свою маржу с акта купли-продажи. Его роль в ЖЦИ метко охарактеризовал Генри Форд, назвав торговлю наиболее законным способом воровства. Однако для потребителя продавец и производитель выступают в одном лице, определяющем цену изделия на рынке. Поэтому при решении третьей задачи оптимизации их необходимо рассматривать совместно.

Потребитель на стадии эксплуатации изделия, с одной стороны, получает пользу от его использования, а с другой имеет эксплуатационные затраты, которые делятся на первоначальные и текущие [1]. Первоначальные затраты: на покупку изделия; на его монтаж и пуск в эксплуатацию. Они играют ту же роль, что и капитальные вложения на стадии производства. Текущие издержки зависят от назначения и конструкции изделия, могут включать в себя затраты на электроэнергию, топливо, техническое обслуживание, запасные части и т. д. Это аналог себестоимости изделия в производственном процессе.

Таким образом, для определения затрат на эксплуатацию изделия можно применить формулу годовых приведенных затрат [2]:

$$З = С + ЕК, \text{ руб./год}, \qquad (1)$$

где С — себестоимость эксплуатации изделия, руб./год; К — первоначальные капитальные вложения на приобретение изделия; Е — нормативный

коэффициент окупаемости капитальных вложений ($E \approx 0{,}12 \div 0{,}15$) [2]).

Сделаем два замечания относительно формулы (1). Во-первых, в экономических расчетах, не предполагающих проведение оптимизации формулы (1), под величиной E понимается доля первоначальных капитальных вложений, приходящаяся на определенный период эксплуатации изделия, как правило, на календарный год, поэтому коэффициент E имеет размерность 1/год. Во-вторых, в настоящее время существует широкая номенклатура постоянно развиваемых и совершенствуемых изделий. Оставляя в стороне конструктивные особенности и разнообразия в технических характеристиках изделий, отметим большие разницы в сроках их эксплуатации и финансовых средствах, затрачиваемых на их приобретение и текущее техническое обслуживание. Поэтому для общего случая примем, что срок эксплуатации изделия измеряется в условных единицах времени (у. е. в.), а денежные расходы — в условных единицах стоимости (у. е. с).

Тогда, если срок эксплуатации изделия заранее неизвестен, формулу (1) можно записать в виде

$$З = С + К/(\tau + 1), \text{ у. е. с./у. е. в.}, \qquad (2)$$

где τ — текущее время эксплуатации, у. е. в.

В знаменателе второго слагаемого выражения (2) имеется единица, таким образом в начальный момент времени ($\tau = 0$) приведенные затраты на эксплуатацию соответствуют цене изделия.

Показатель С представляет собой удельную себестоимость эксплуатации изделия, приходящуюся на условную единицу времени, которая в общем случае будет зависеть от τ. Постоянной величина С будет лишь в том случае, если изделие по мере эксплуатации будет оставаться неизменным, т. е. вечным, что нереально.

Примем в первом приближении, что удельная себестоимость эксплуатации изделия прямо пропорциональна времени эксплуатации:

$$С = С_{п}\tau, \text{ у. е. с./у. е. в.}, \qquad (3)$$

где $С_{п}$ — коэффициент пропорциональности, у. е. с. /(у. е. в.)^2. Подставив выражение (3) в формулу (2), получим:

$$З = С_{п}\tau + К/(\tau + 1). \qquad (4)$$

По сравнению с формулой (1) выражение (4) определяет не абсолютные, а относительные (текущие) приведенные затраты на эксплуатацию изделия. На рис. 1 приведены зависимости изменения приведенных затрат [формула (4)] от текущего времени τ эксплуатации при различном К и постоянном коэффициенте $С_{п} = 200$ у. е. с./(у. е. в.)^2. Из рис. 1 видно, что приведенные затраты имеют минимум в определенный момент эксплуатации изделия. Обозначим этот срок эксплуатации $T_э$ — экономически обоснованный срок службы (ЭОСС)

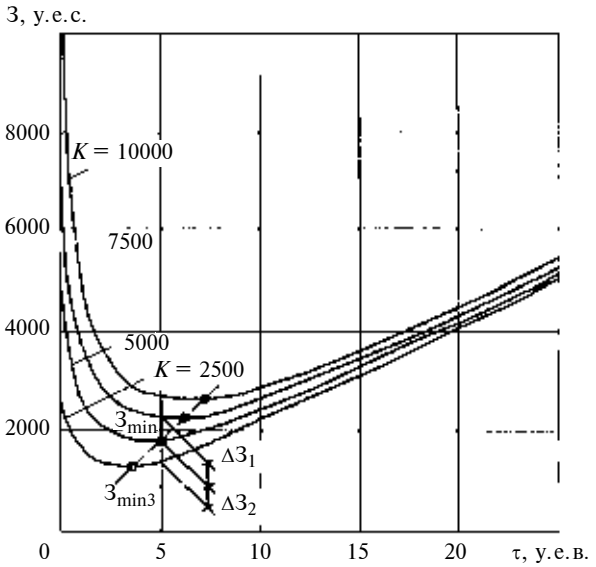


Рис. 1. Зависимости изменения удельных приведенных затрат З от времени τ эксплуатации изделия при различных первоначальных затратах К

[3], т. е. срок эксплуатации изделия, после которого удельные приведенные затраты имеют минимальное значение. Эксплуатировать изделие далее нерентабельно, его заменяют, как правило, на более совершенное изделие.

Значение $T_э$ можно получить из выражения (4), взяв производную по времени τ и приравняв ее к нулю:

$$T_э = \sqrt{К/С_{п}}, \text{ у. е. в.} \qquad (5)$$

Минимальные удельные приведенные затраты на эксплуатацию изделия находим из выражения

$$З_{min} = С_{п}T_э + К/(T_э + 1), \text{ у. е. с./у. е. в.} \qquad (6)$$

Из выражения (5) следует, что ЭОСС зависит не от абсолютных первоначальных затрат К на приобретение изделия и не от удельных текущих затрат $С_{п}$ на эксплуатацию, а от их отношения: чем оно больше, тем больше оптимальный срок его эксплуатации, и наоборот.

С уменьшением цены изделия уменьшается и его ЭОСС (см. рис. 1, штриховая линия), т. е. более дешевое изделие должно иметь меньший срок эксплуатации. Но более важно то, что между ценой изделия и его ЭОСС существует жесткая зависимость [см. формулу (5)], которая проявляется в следующем: при известных $С_{п}$ и $T_э$ цена К изделия не должна назначаться произвольно, в этом случае имеет место так называемая справедливая цена. Рассмотрим данный вопрос подробнее.

За основную принимаем зависимость удельной приведенной затраты З от времени τ эксплуатации изделия при первоначальных затратах на приобретение изделия К = 5 000 у. е. с. Минимальное значение $З_{min} = 1\,833$ у. е. с. (см. рис. 1) имеет место при $T_э = 5$ у. е. с. Рассмотрим два варианта произ-

вольного назначения цены изделия: K = 7 500 у. е. с. и K = 2 500 у. е. с. В первом случае (K_1) наблюдается прибыль в пользу производителя и продавца изделия $\Delta З = 417$ у. е. с, во втором случае — в пользу потребителя $\Delta З = 416$ у. е. с, т. е. в первом случае имеет место диктат производителя, во втором — диктат потребителя. Для того чтобы цена была справедливой (оптимальной), ее значение рассчитываем по формуле

$$K_{оп} = C_п T_э^2, \text{ у. е. с.} \qquad (7)$$

На рис. 2 приведены результаты расчетов по формуле (4) для различных коэффициентов $C_п$ при постоянной цене изделия K = 10 000 у. е. с. Здесь также показателю $З_{min}$ соответствует оптимальный срок службы изделия. С уменьшением удельных текущих затрат ЭОСС увеличивается (см. рис. 2, штриховая линия). Рассмотрим кривую для $C_п = 200$ у. е. с./(у. е. в.)^2. При $З_{min} = 2\,653$ (у. е. с.) имеем $T_э = 7{,}07$ у. е. в. Пусть данная зависимость является основной (реальной) для некоторого изделия. Предположим, что $C_п$ на стадии проектирования изделия определено с ошибкой вследствие ряда причин. Если ошибка $\Delta З_3 > 0$ [в нашем примере это кривая для $C_п = 300$ у. е. с./у. е. в.)^2], то имеет место превышение запланированного показателя З, т. е. $\Delta З_3 = 710$ у. е. с. В данном случае выбранная цена не удовлетворяет интересы производителя изделия и выгодна потребителю. При $C_п = 100$ у. е. с./(у. е. в.)^2 выигрывает производитель.

Таким образом, можно сформулировать следующий принцип оптимальной эксплуатации любого изделия: *для минимизации издержек потребителя изделие должно эксплуатироваться в течение экономически обоснованного срока службы, значение которого обусловливается первоначальными затратами на его приобретение и текущими расходами на эксплуатацию.*

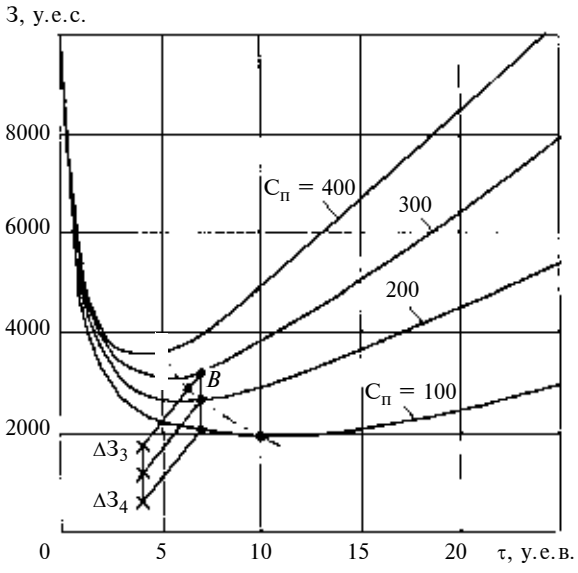


Рис. 2. Зависимости изменения удельных приведенных затрат З от времени τ эксплуатации изделия при различных эксплуатационных издержках $C_п$

С другой стороны, если срок службы изделия задан и установлены удельные эксплуатационные расходы, то для минимизации суммарных затрат производителя и потребителя цена изделия должна иметь вполне определенное значение, не ущемляющее интересы как потребителя, так и производителя. Она должна быть оптимальной (справедливой) как на этапе изготовления, так и на этапе эксплуатации, поэтому в отличие от установления цен на основании конкуренции ценообразование в соответствии с ЭОСС позволяет внести плановость.

Вернемся к основному выражению (2) для удельных приведенных затрат на эксплуатацию изделия и проанализируем первое слагаемое. До сих пор рассматривали случаи, когда показатель С прямо пропорционален времени эксплуатации в соответствии с формулой (3). Напомним, что удельная себестоимость эксплуатации машины всегда зависит от времени τ эксплуатации. Действительно, если C = const, то производная выражения (2) будет равна нулю или при $T_э = \infty$, или при K = 0, что применительно к изделиям машиностроения абсурдно.

В то же время C(τ) определяется процессами, которые происходят в изделии при эксплуатации. Известно, что окончательный выход из строя изделий машиностроения обусловлен изнашиванием (до 80 %), усталостными поломками (до 15 %) и неправильной эксплуатацией. В результате этих факторов при эксплуатации ухудшаются показатели технической характеристики изделия, т е. происходит его физическое изнашивание. При этом увеличиваются: эксплуатационные расходы, потребление расходных материалов, электроэнергии, запасных частей; трудовые затраты на техническое обслуживание и ремонт изделия.

В таблице приведены формулы для показателей C(τ) и $T_э$. Для последних двух формул показатель $T_э$ определяется численно методом последовательных приближений.

Остановимся на вопросе замены старого изделия на новое с целью минимизации эксплуатационных затрат. На рис. 3 представлены зависимости изменения удельных приведенных затрат З от времени τ эксплуатации изделия для старого и нового изделий. Здесь момент замены совпадает с ЭОСС старого изделия ($T_{э1}$). Принимаем, что старое изделие полностью выводится из эксплуатации и не реализуется. В связи с приобретением нового изделия резко возрастают удельные приведенные затраты для потребителя, которые постепенно уменьшаются до минимума: $\tau = T_{э2}$. По истечении некоторого времени удельные приведенные затраты на эксплуатацию нового изделия сравниваются с затратами на старое изделие, если бы его продолжали

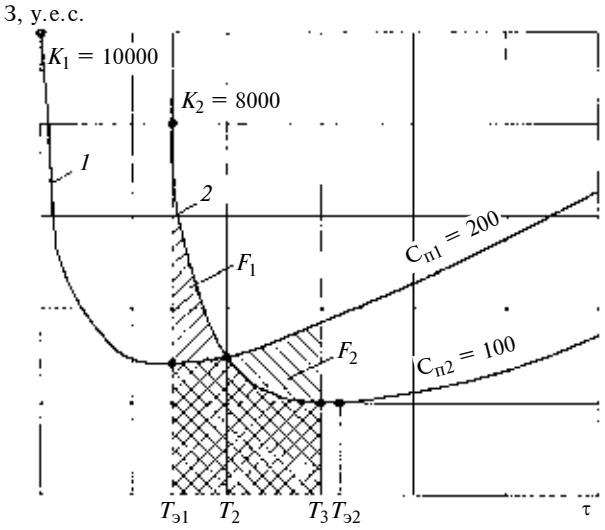


Рис. 3. Зависимости изменения удельных приведенных затрат З от времени τ эксплуатации изделия для старого (*1*) и нового (*2*) изделий

Вид зависимости C(τ)	Формула для C(τ)	Формула для $T_э$
Линейная	$C = C_п\tau$	$T_э = \sqrt{K/C_п}$
Степенна́я	$C = C_п\tau^\alpha$	$T_э = (K/(\alpha C_п))^{1/(\alpha+1)}$
Экспонента	$C = C_п\exp(\beta\tau)$	$C_п\beta e^{\beta T_э} T_э^2 = K$
Сумма двух степенны́х	$C = C_п\tau^\alpha + C_п\tau^\beta$	$\alpha C_1 T_э^{\alpha+1} + \beta C_2 T_э^{\beta+1} = K$

эксплуатировать. С этого момента потребитель будет получать выгоду от произведенной замены.

Для старого изделия:

$$З = C_{п1}\tau + K_1/(\tau + 1); \qquad (8)$$

для нового изделия:

$$З = C_{п2}(\tau - T_{э1}) + K_2/(\tau - T_{э1} + 1), \qquad (9)$$

где

$$T_{э1} = \sqrt{K_1/C_{п1}}\,. \qquad (10)$$

Время T_2 определим, приравняв выражения (8) и (9):

$$C_{п1}\tau + K_1/(\tau + 1) - C_{п2}(\tau - T_{э1}) - K_2/(\tau - T_{э1} + 1) = 0. \qquad (11)$$

Чтобы учесть все возможные варианты, условимся, что новое изделие отличается от старого и по цене, и по текущим затратам на эксплуатацию:

$$K = nK_1; \qquad (12)$$

$$C_{п2} = mC_{п1}. \qquad (13)$$

Подставив выражения (12) и (13) в формулу (11) и преобразовав последнее выражение с учетом формулы (10), получим:

$$(\tau + 1)(\tau - T_{э1} + 1)[\tau - m(\tau - T_{э1})] + T_{э1}^2[\tau - T_{э1} + 1 - n(\tau + 1)] = 0. \qquad (14)$$

Решив уравнение (14) относительно для различных значений m, n и $T_{э1}$, определим момент времени T_2. Очевидно, что чем ближе T_2 к $T_{э1}$ (см. рис. 3), тем быстрее потребитель начнет получать выгоду от произведенной замены. С другой стороны, при определенном сочетании текущих затрат и цены нового изделия по сравнению со старым возможен вариант, при котором потребитель будет нести убытки в течение всего срока службы новой машины.

Рассмотрим случай, когда новое изделие по своим эксплуатационным качествам и конструкции ничем не отличается от прежнего, но существенно отличается по цене. Этому соответствует условие: $C_{п2} = C_{п1}$; $K_2 \neq K_1$, или согласно выражениям (12) и (13) $m = l$; $n \neq 1$. Тогда уравнение (14) примет вид:

$$(\tau + 1)(\tau - T_{э1} + 1) + T_{э1}[\tau - T_{э1} + 1 - n(\tau + 1)] = 0. \qquad (15)$$

Решив уравнение (15), получим:

$$T_2 = 0{,}5T_{э1}(n + \sqrt{n^2 + 4}) - 1. \qquad (16)$$

На рис. 4 приведены результаты расчетов по формуле (16) для различных n. При $n = 1$ старое изделие заменят на равноценное изделие ($K_2 = K_1$), при $n < 1$ приобретают более дешевое изделие, при $n > 1$ — более дорогое. Полученное поле решений имеет две границы. Правая граница соответствует

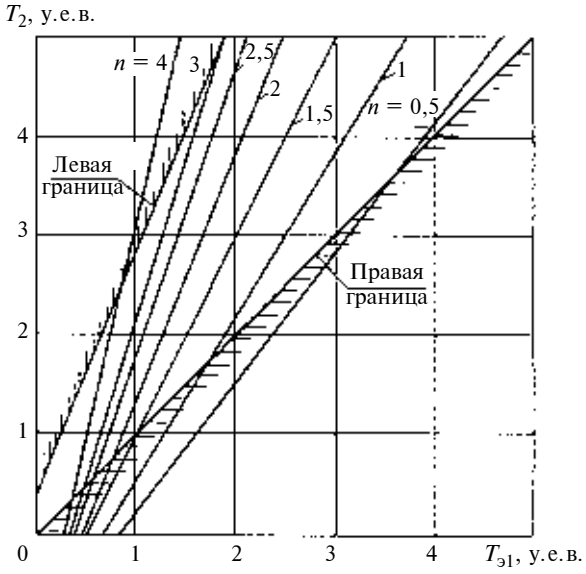


Рис. 4. Зависимости изменения времени T_2 от показателя $T_{э1}$ при различных значениях n

$T_2 = T_{э1}$, т. е. с момента замены до конца эксплуатации нового изделия пользователь имеет выгоду. Это случай, когда цена нового изделия равна текущим эксплуатационным затратам на эксплуатацию старого на момент замены изделий, т. е. $K_2 = З_{1min}$, где $З_{1min}$ определяется по выражению (6).

Левая граница поля решений получена из условия, что потребитель получит выгоду лишь в конце эксплуатации нового изделия, т. е. $T_2 = T_{э1} + T_{э2}$, где $T_{э2} = T_{э1}\sqrt{n}$, тогда

$$T_2 = T_{э1}(1 + \sqrt{n}). \qquad (17)$$

Приравняв выражения (16) и (17), получим:

$$T_{э1} = [0{,}5(n + \sqrt{n^2 + 4}) - \sqrt{n} - 1]^{-1}. \qquad (18)$$

Подставив в формулы (17) и (18) текущее значение $n = K_2/K_1$ получим координаты левой границы.

Таким образом, определено поле решений для замены изделий с одинаковыми эксплуатационными показателями, но различными ценами. Очевидно, что чем ближе момент замены изделий к правой границе, тем быстрее потребитель начнет получать выгоду от эксплуатации нового изделия.

Рассмотрим случай, когда цена нового изделия равна цене старого, но изменились эксплуатационные показатели. Этому случаю соответствуют условия: $K_2 = K_1$, $C_{п2} \neq C_{п1}$ или $n = 1$, $m \neq 1$. Тогда из формулы (14) получим:

$$(\tau + 1)(\tau - T_{э1} + 1)[\tau - m(\tau - T_{э1})] - T_{э1}^3 = 0. \qquad (19)$$

Решение уравнения (19) для различных значений m дает поле оптимальных значений с границами, соответствующими $T_{э1}$ и T_2. Поле оптимальных решений значительно уже, т. е. изменение эксплуатационных показателей меньше влияет на возможный экономический выигрыш потребителя.

Кроме текущей выгоды от замены потребитель может получить и абсолютную выгоду, для определения размера которой следует сравнить площади под кривыми *1* и *2* на рис. 3. Площадь F_1 — от начала эксплуатации нового изделия ($T_{э1}$) до точки T_3, характеризует суммарные затраты потребителя на эксплуатацию новой машины, площадь F_2 — виртуальные затраты на эксплуатацию старой машины за этот же период времени. Взяв интегралы в пределах $T_{э1} \div T_3$ от выражений (8) и (9), получим искомые площади:

$$F_1 = 0{,}5C_{п1}(T_3^2 - T_{э1}^2) + K_1 \ln\left|\frac{T_3 + 1}{T_{э1} + 1}\right|; \qquad (20)$$

$$F_2 = 0{,}5C_{п2}(T_3^2 - T_{э1}^2) - C_{п2}T_{э1}(T_3 - T_{э1}) + K_2 \ln|T_3 - T_{э1} + 1|. \qquad (21)$$

Если $F_1 = F_2$, то T_3 будет определять момент времени, начиная с которого потребитель будет получать абсолютную выгоду от замены старого изделия на новое:

$$0{,}5(T_3^2 - T_{э1}^2)(C_{п1} - C_{п2}) + C_{п2}T_{э1}(T_3 - T_{э1}) + K_1 \ln\left|\frac{T_3 + 1}{T_{э1} + 1}\right| - K_2 \ln|T_3 - T_{э1} + 1| = 0. \qquad (22)$$

С учетом выражений (12) и (13) и введя безразмерную величину $l = T_3/T_{э1}$ выражение (22) примет вид:

$$0{,}5(1 - m)(l^2 - 1) + m(l - 1) + \ln\left|\frac{lT_{э1} + 1}{(T_{э1} + 1)(lT_{э1} - T_{э1} + 1)^n}\right| = 0. \qquad (23)$$

При замене старой машины на равноценную с такими же эксплуатационными показателями, т. е. при условии $m = n = 1$, выражение (23) примет вид:

$$\frac{lT_{э1} + 1}{(T_{э1} + 1)(lT_{э1} + 1)} = e^{1 - l}. \qquad (24)$$

Диапазон величины l, при котором потребитель может получать безусловную экономическую выгоду от замены изделий, $1 < l < 2$. При $l = 1$ уравнения (23) и (2) удовлетворяются тождественно. При $l = 2$ выражение (24) дает верхний предел $T_{э1} = 3{,}88$, а из выражения (23) получим формулу для верхнего предела значения $T_{э1}$, выше которого потребитель никогда не получит выгоду от нового изделия:

$$1{,}5 - 0{,}5m + \ln\left|\frac{2T_{э1} + 1}{(T_{э1} + 1)^{n+1}}\right| = 0.$$

Таким образом, предложенный метод оптимизации эксплуатации машины позволяет не только определить оптимальный срок ее службы, но и выработать эффективную стратегию замены старой машины на новое изделие с минимальными финансовыми потерями. Полученные результаты могут стать исходными данными для оптимизации проектирования и изготовления изделий машиностроения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Амелькин С. А., Логунова Н. Ю., Прокопьев Е. А.** Определение оптимального срока использования оборудования // Автоматизация и современные технологии. 2006. № 10. С. 3—7.

2. **Расчеты** экономической эффективности новой техники: Справочник / Под ред. К. М. Великанова. Л.: Машиностроение, 1990. 448 с.

3. **Петрушин С. И.** Экономически обоснованный срок службы режущих инструментов // Вестник машиностроения. 2007. № 4. С. 40—46.

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 4*

Проанализированы недостатки теоретической работы Л. А. Хворостухина, посвященной теории тепловых процессов резания.

Ключевые слова: теория резания, тепловые процессы, пластическая деформация, упрочнение, напряжение текучести, измерение твердости, температура резания.

The shortcomings of L. A. Khvorostukhin's theoretical work, devoted to the theory of cutting thermal processes, are analyzed.

Keywords: theory of cutting, thermal processes, plastic deformation, hardening, yield stress, hardness measurement, the cutting temperature

Один из авторов сборника [1] Л. А. Хворостухин изложил свой взгляд на построение теории тепловых процессов резания в главе 3 этого сборника. Глава начинается с реалистичной оценки теоретических достижений его коллег [1, с. 86]: "Расчет температуры в зоне сдвига представляет весьма сложную математическую задачу, точное решение которой до настоящего времени еще не получено. Предлагаемые формулы в настоящей работе... (даны ссылки на содержащиеся в сборнике формулы П. И. Бобрика и С. С. Силина; формулы А. И. Белоусова не упомянуты — *авторы*), а также в работах других авторов выведены на основе принятия тех или иных допущений и приближений". В связи с этим Л. А. Хворостухин выбирает более надежный экспериментально-аналитический путь, основанный на формуле (26) (см. В. М. 5, с. 63). Он пишет [1, с. 87]: "Принимая, что доминирующими деформациями в работе плоскости сдвига являются деформации сдвига, получаем следующее выражение для расчета величины удельной работы деформации стружки (разумеется, без учета деформации стружки на контактных поверхностях)". После этих строк Л. А. Хворостухин приводит формулу (27) (см. В. М. 5, с. 63).

Итак, автор сначала напомнил читателям, что главным в плоскости сдвига является сдвиг, после чего ограничил себя посильной задачей определения температуры только на основе работы деформации в плоскости сдвига, т. е. без попытки учета деформации стружки на контактных поверхностях, успешность чего вызывает большое сомнение.

Для решения поставленной узкой задачи Л. А. Хворостухин сначала указывает, что удельная работа сдвига

$$A_д = \tau_s \gamma_p, \qquad (59)$$

где $\gamma_р$ — относительный сдвиг при резании, а затем (аналогично А. М. Розенбергу и А. Н. Еремину) принимает допущение о тождественности процессов резания и сжатия, некорректность которого уже была разъяснена нами в работе [2, с. 68, после формулы (203)].

Ввиду упорной стойкости ошибочного убеждения в том, что при равном смещении инструментом материала в двух различных процессах, внешне схожих, накопленная в результате деформация будет одинаковой, приведем еще более доходчивое его опровержение. Для наглядности сопоставим пластическую деформацию двух одинаковых по размерам исходных заготовок, одна из которых подвергается осадке (рис. 9, *а*), а другая — выдавливанию (рис. 9, *б*). В первом случае накопленная деформация определяется известным выражением [3, 4]

$$e_i = \ln \frac{h_0}{h}. \qquad (60)$$

Если для наглядности принять, что высота исходной заготовки $h_0 = 20$ мм была уменьшена до

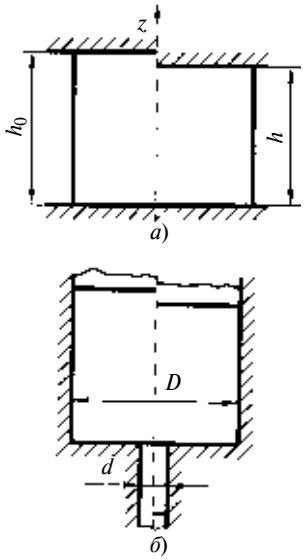


Рис. 9. Сопоставление результатов деформирования одинаковых исходных заготовок с одинаковым рабочим ходом при осадке (*а*) и выдавливании (*б*)

* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1÷6 за 2010 г. (далее В. М. 1÷В. М. 6), продолжение — № 8 за 2010 г.

высоты $h = 19$ мм, то при осадке получим $e_i = 0{,}051$. Средняя накопленная деформация при выдавливании с учетом начальной S_0 и конечной S площадей поперечного сечения стержня определяется выражением [4, с. 298]

$$e_i = \ln\frac{S_0}{S}. \qquad (61)$$

Как известно [5], при выдавливании может быть получена 15-кратная вытяжка, т. е. $S_0/S = 15$. В этом случае $e_i = 2{,}708$.

Итак, в обоих процессах имеет место сжатие одинаковой исходной заготовки, но накопленная деформация при одинаковом перемещении инструмента будет отличаться в 53 раза.

Кроме того, Л. А. Хворостухин ошибается, когда приравнивает по упрочняющему эффекту показатель осесимметричной деформации (сжатие цилиндрической заготовки) к показателю плоской деформации (резание), Между тем, если для осесимметричной осадки (см. рис. 9, *а*) накопленная деформация

$$e_i = |e_z|, \qquad (62)$$

где e_z — осевая (высотная) деформация, то для осадки в условиях плоской деформации (осадка не цилиндрического образца, а длинной полосы)

$$e_i = 1{,}155|e_z| = 1{,}155\ln\frac{h_0}{h}, \qquad (63)$$

что на 16 % больше (см., например, учебник [4, с. 117]).

Но, приняв два ошибочных положения, автор этим не ограничивается, а делает еще и третью грубую ошибку. Он указывает [1, с. 87], что относительный сдвиг при сжатии рассчитан по уравнению

$$\gamma_{сж} = 1{,}5\ln\frac{h_0}{h}. \qquad (64)$$

Затем автор использует равенство

$$\gamma_p = \gamma_{сж}. \qquad (65)$$

Из сравнения выражений (64) и (60) видно, что Л. А. Хворостухин ошибочно полагает $\gamma_{сж} = 1{,}5e_i$, в то время как общеизвестно (см., например, учебник [6, с. 30, формула (2. 20)]), что

$$\gamma_{сж} = \sqrt{3}\, e_i = 1{,}732e_i. \qquad (66)$$

Таким образом, если уж и сравнивать резание со сжатием, то с учетом выражений (63) и (66) следовало бы написать

$$\gamma_{сж} = 2\ln\frac{h_0}{h}, \qquad (67)$$

что превышает величину, определяемую ошибочным выражением (64), на 33 %.

Далее автор сообщает, что провел опыты по сжатию образцов [1, с. 88]. При этом "для уменьшения влияния трения на торцах сжимаемых образцов отношение первоначальной высоты сжимаемого образца к его диаметру было взято $h_0/d_0 = 2{,}5$ и сжатие осуществлялось в специальной направляющей гильзе". Но, как известно (см., например, учебник [5, с. 59]), перечисленные мероприятия связаны вовсе не с уменьшением трения, а с предотвращением искривления оси образца, т. е. потери устойчивости. Для эффективного уменьшения трения следует применять образцы с выточками по торцам, заполненными густой смазкой (обычно парафином) [7], чего автор не делал.

Затем Л. А. Хворостухин пишет: "Так же как и при сжатии повышение степени пластической деформации стружки приводит к возрастанию упрочнения, к увеличению ее твердости. Нами установлено, что между твердостью стружки, свойствами обрабатываемого материала и характером напряженного состояния имеется определенная взаимосвязь. С точностью, достаточной для практических расчетов, зависимость между напряжением в плоскости сдвига τ_s и твердостью стружки H_n (исключая слой вторичной деформации) определяется формулой

$$\tau_s = 0{,}185H_n. \qquad (68)^{*1}$$

Таким образом, один из сомножителей, входящих в формулу (59)[*1] для определения удельной работы деформации, может быть определен по этому соотношению. Что же касается второго сомножителя γ_p, то относительный сдвиг можно рассчитать по известной величине усадки стружки и измеренному переднему углу γ".

Итак, автор установил, что между твердостью стружки, свойствами обрабатываемого материала и характером напряженного состояния имеется определенная взаимосвязь. По поводу "установления" взаимосвязи между твердостью стружки и характером напряженного состояния можно смело сказать, что это — заведомо неверное утверждение, которое приведено лишь для усиления научного впечатления. Как известно, характер напряженного состояния определяется схемой главных напряжений (см., например, учебник [4, с. 145, 146]), а одну и ту же твердость материала можно получить путем его простого растяжения, сжатия без трения или наоборот с трением, выдавливания (всестороннего сжатия), путем комбинации любого из указанных способов с кручением и т. д. [3, 8, 9]. Ту же твердость можно получить с помощью термообработки, т. е. вообще без создания напряженного состояния. Поэтому, если полученный образец дать любому исследователю, не сообщая о способе его получения, то только на основании измерения твердости никто не сможет определить "характер напряженного состояния". Тем более, что можно, например, дать образец, вырезанный из прутка из стали 10, подвергнутого прессованию и, соответственно, упрочненного, а можно дать образец, имеющий ту же твердость, но вырезанный из прутка из стали 40Х, который никакому прессованию не подвергался, т. е. остался в исходном состоя-

[*1] Здесь и далее нумерация формул в цитатах соответствует принятой в данной серии статей.

нии и напряженного состояния вовсе не имел.

Что же касается установления связи между твердостью стружки и свойствами обрабатываемого материала, то следует указать, что желание установить такую связь владеет умами отдельных ученых довольно давно (см., например, результаты поисков этой связи в справочнике [7, с. 115—118]). Попытки установить связь между пределом текучести и твердостью, причем обязательно в виде единой для разных материалов прямолинейной зависимости типа зависимости (68), делались неоднократно. При этом приверженцы такой связи уверенно аппроксимировали прямой линией экспериментальные точки, имеющие очень большой разброс, при котором вместо единой прямой с тем же основанием можно провести либо совершенно разные прямые для разных материалов и условий обработки, либо какие-нибудь кривые. Например, согласно справочнику [7, с. 116, рис. 189] при одной и той же твердости 140 *HB* предел текучести стали 15Х равен 550 МПа, а стали 40—700 МПа, что на 27 % больше; при твердости 260 *HB* предел текучести стали 40 равен 900 МПа, а стали 50—1070 МПа, что на 19 % больше. Согласно справочнику [10, с. 49, рис. 3, 4, *г*], при твердости 110 *HB* предел текучести отожженной стали равен 380 МПа, а нормализованной стали — 480 МПа, что на 27,3 % больше; при твердости 250 *HB* предел текучести стали после закалки с отпуском равен 820 МПа, а нормализованной стали — 1060 МПа, что на 29 % больше. Таким образом, видно, что при одной и той же твердости предел текучести будет существенно различаться в зависимости от вида исследуемого материала и его термической обработки. И этому есть достаточно простое научное объяснение.

При внедрении вокруг индентора образуется очаг интенсивной пластической деформации, характеризуемый радиусом R' (рис. 10), и в зоне измерения твердости исследуемый материал получает значительное упрочнение (например, при вдавливании индентора в армко-железо на глубину $s = 0{,}1d$, где d — диаметр отпечатка, среднее напряжение текучести в зоне отпечатка возросло примерно в 1,5 раза по сравнению с начальным [8, с. 370, табл. 4.14]). Поэтому получение одинаковой твердости двух разных материалов говорит о том, что в момент окончания измерения сила их сопротивления внедрению индентора на одну и ту же глубину была одинаковой. Это дает основание с некоторой погрешностью полагать, что средние напряжения текучести, полученные в результате упрочнения сравниваемых материалов при внедрении индентора, были примерно одинаковыми. Но при этом никоим образом нельзя судить не только о равенстве, но даже и о соотношении начальных напряжений текучести (пределов текучести), поскольку кривые упрочнения разных материалов могут быть совершенно разными.

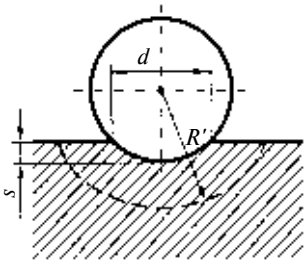


Рис. 10. Схема внедрения индентора при измерении твердости

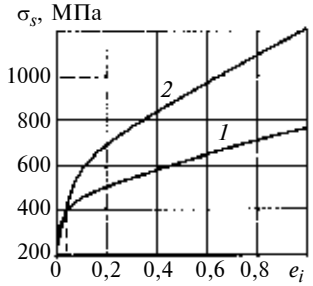


Рис. 11. Кривые упрочнения [12] стали 10 (*1*) и отожженной стали 35 (*2*)

Например, согласно справочнику [11, с. 122, 123] сталь 10 в состоянии поставки имеет твердость 133 *HB*, а сталь 35 после отжига при температуре 760÷780 °С имеет несколько большую твердость 1389 *HB*. Согласно распространенному мнению о прямо пропорциональной зависимости между твердостью и пределом текучести следует предположить, что предел текучести отожженной стали 35 будет несколько больше, чем неотожженной стали 10. Но на самом деле сталь 10 в состоянии поставки имеет предел текучести $\sigma_{s0} = 270$ МПа, в то время как сталь 35 после отжига имеет $\sigma_{s0} = 210$ МПа, т. е. не только не больше, но на ≈30 % меньше предела текучести стали 10. Кривые упрочнения данных сталей показаны на рис. 11. Видно, что отожженная сталь 35, имея меньшее начальное напряжение текучести, упрочняется значительно более интенсивно, чем сталь 10, и поэтому в момент окончания внедрения индентора (соответствующая деформация условно показана на рис. 11 штриховой линией) будет иметь приблизительно то же напряжение текучести.

Строго говоря, допускать равенство даже средних напряжений текучести, полученных в результате упрочнения при внедрении индентора в два разных материала одинаковой твердости, можно лишь с определенной натяжкой. Дело в том, что, как показано в работе [8, с. 365, 369], сила внедрения индентора $P = f(\sigma_s, R')$, где $R' = f(k_y)$, а k_y — коэффициент упрочнения, характеризующий наклон кривой упрочнения деформируемого материала [см. также приведенные выше формулы (66), (67)]. Таким образом, $P = f(\sigma_s, k_y)$. Следовательно, равенство сил при одинаковой глубине внедрения индентора в два разных материала можно получить при определенном соотношении между k_{y1} и k_{y2} и в случае $\sigma_{s1} \neq \sigma_{s2}$.

Поэтому определять с достаточной надежностью предел текучести по измерению твердости можно

лишь в тех случаях, когда процесс внедрения индентора не может заметно повлиять на величину напряжения текучести исследуемого материала в зоне измерения. Это имеет место либо для редко используемых в машиностроении материалов типа свинца, практически не имеющих деформационного упрочнения, либо для материалов, которые уже в ходе технологической обработки (т. е. до измерения твердости) получили очень большую деформацию и практически исчерпали возможность дальнейшего упрочнения.

Об этом же говорит и такой апологет применения метода твердости, как Г. Д. Дель [12, с. 83]: "Исследованием связи между твердостью, измеренной различными методами, и напряжением при испытании на сжатие широкого круга материалов установлено, что графики твердость — интенсивность напряжений, построенные для различных металлов, не совпадают. Однако все они имеют общую для данного способа измерения твердости огибающую, соответствующую связи между твердостью и пределом текучести идеально пластических материалов. Объясняется это уменьшением упрочняемости металлов с возрастанием деформации". Про метод измерения твердости, используемый Л. А. Хворостухиным, Г. Д. Дель добавляет [12, с. 88]: "Наиболее низкой является точность определения напряжений при измерении микротвердости".

Но кроме определения с помощью измерения микротвердости напряжения τ_s сдвига Л. А. Хворостухин решает использовать тот же метод и для определения деформации γ_p, поскольку, по его мнению, "при образовании элементной стружки, мелкой стружки и т. п. определение усадки вызывает большие затруднения, а подчас просто не представляется возможным". По сравнению с определением усадки автор почему-то считает более легкими (возможно, тут играет роль большое желание внедрить новый метод определения температур) такие экспериментальные действия: "от снятой в каждом опыте стружки кусочек стружки закреплялся в деревянную пешку и из него изготавливался шлиф для измерения твердости. При изготовлении шлифа удалялся слой вторичной деформации, причем принимались все предосторожности, чтобы не создать дополнительного наклепа". Итак, при образовании мелкой стружки измерить ее усадку "не представляется возможным", а вот изготовить из ее кусочка микрошлиф, да еще с удалением слоя вторичной деформации и предотвращением дополнительного наклепа — это дело достаточно простое (по мнению экспериментатора) для технологов-практиков. Нам же оно весьма напоминает работу легендарного Левши по подковыванию блохи.

Использовав ошибочное равенство (65), Л. А. Хворостухин получает следующее полуэмпирическое выражение, связывающее деформацию с твердостью:

$$\gamma_p = C_0 \sqrt{0{,}277 H_n \frac{C_0 + 1}{B}}, \qquad (69)$$

где C_0 и B — характеристики материала, определяемые экспериментальным путем.

После этого автор заключает: "Следовательно, зная физико-механические характеристики обрабатываемого материала и твердость стружки, можно определить степень ее деформации". Тут уместно привести цитату из книги Г. Д. Деля [12, с. 87], который, указав, что в определенных случаях можно с помощью измерения твердости судить о напряжении текучести, далее пишет: "Интенсивность деформаций можно определить по твердости лишь в случае, если кривая течения в исследуемом процессе совпадает с кривой течения в процессе испытания, по результатам которого построен тарировочный график. Но и в этом случае точность определения интенсивности деформации невысока".

Таким образом, Л. А. Хворостухин, использовав метод измерения твердости для весьма приближенного определения напряжения текучести, дополнительно использует этот же метод для еще более неточного определения степени деформации стружки. Правда, при применении общего ошибочного подхода, усиленного ошибочными расчетными выражениями, особая точность дополняющего эту "теорию" экспериментального метода уже не нужна.

И завершает автор главу 3 на характерной для сборника [1] общей мажорной ноте: "В заключение отметим, что рассмотренная выше методика позволяет в ряде случаев решить вопрос о характере распределения деформаций, рассчитать удельную работу деформации и температуру в зоне сдвига".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Тепловые** явления и обрабатываемость резанием авиационных материалов / А. И. Белоусов, П. И. Бобрик 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—69.

3. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. Т. 3. М.: Машиностроение, 2006. 475 с.

4. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.

5. **Семенов Е. И.** Ковка и объемная штамповка. М.: Высшая школа, 1972. 352 с.

6. **Малинин Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 400 с.

7. **Кроха В. А.** Кривые упрочнения металлов при холодной деформации. М.: Машиностроение, 1968. 131 с.

8. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. Т. 1. М.: Машиностроение, 2006. 474 с.

9. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. Т. 2. М.: Машиностроение, 2006. 397 с.

10. **Кроха В. А.** Упрочнение металлов при холодной пластической деформации. Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.

11. **Холодная** объемная штамповка. Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1973. 496 с.

12. **Дель Г. Д.** Технологическая механика. М.: Машиностроение, 1978. 174 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.5.001.573

Е. С. ХАНЫГИНА, И. Н. ОМЕЛЬЧЕНКО, д-р техн. и экон. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: charla@ya.ru

Разработка оптимизационной модели производственно-логистической цепочки поставок

Рассмотрены методы математического моделирования производственно-логистической цепочки поставок, разработана статическая оптимизационная модель логистической системы, сформулированы критерии оптимизации и перечень ограничений в форме равенств и неравенств, приведен пример динамической оптимизационной модели.

Ключевые слова: моделирование, оптимизация, линейное программирование, целочисленное программирование, критерий оптимизации, цепочка поставок.

The methods of mathematical modeling of production-logistic supply chain were considered, a static optimization model of logistic system was elaborated, the optimization criteria and a list of restrictions in the form of equalities and inequalities was formulated, an example of dynamic optimization model was presented.

Keywords: modeling, optimization, linear programming, integer programming, optimization criterion, supply chain.

Развитие информационных технологий подталкивает компании к активному использованию инструментов моделирования для принятия обоснованных управленческих решений, преимущества которых очевидны, так как они позволяют быстро получить желаемый результат без риска для реальной системы и капиталовложений.

Сегодня в России не используется моделирование в качестве составной части бизнес-процесса планирования из-за дороговизны создания модели, недостаточной квалификации персонала, сложностей учета текущих изменений на рынке и своевременного обновления модели, поиска оптимального решения. Большинство компаний опираются при принятии решений на грубые эмпирические методы, интуицию сотрудников, простейшие электронные таблицы, которые не позволяют учитывать существующие в реальном бизнесе взаимосвязи.

Мировой опыт показывает, что уровень использования различных методов моделирования напрямую зависит от отношения к ним руководства. Компании, которые диверсифицируют свой бизнес в несколько отраслей или имеют сложную организационную структуру, или являются звеньями нескольких цепочек поставок, вынуждены применять более сложные математические модели для поддержания своей конкурентоспособности на рынке.

Из всех известных математических методов наибольшее применение в области операционного менеджмента получили математические методы оптимизации с широким использованием линейного программирования, основная цель которых — оптимальное распределение ограниченных ресурсов предприятия между его конкурирующими потребностями.

Для решения поставленной задачи методом линейного программирования необходимо соблюдение пяти основных условий [1].

Во-первых, четкое определение целевой функции. Линейное программирование применяется, если поставлена только одна цель: максимизировать выручку (прибыль, чистый дисконтированный доход, загрузку оборудования) или минимизировать издержки (складские запасы, загрузку оборудования). Если целей несколько, используют целевое программирование.

Во-вторых, задача должна быть связана с ограниченными ресурсами (финансовыми, материальными).

В-третьих, наличие линейности. Линейное программирование применяется в случае линейной зависимости между издержками и переменными или если существующую нелинейную зависимость можно разбить на относительно линейные участки. Если линейной зависимости между переменными нет, то применяют нелинейное программирование.

В-четвертых, должно соблюдаться условие однородности (изделия, произведенные с использованием одного и того же оборудования, идентичны; производительность труда в час постоянна).

В-пятых, существование делимости — метод линейного программирования строится на допущении, что результаты и ресурсы можно разделять на доли. Если деление невозможно, следует использовать специальную модификацию линейного программирования — дискретное (или целочисленное) программирование.

Формально задача линейного программирования состоит из целевой функции оптимизации и системы ограничений в форме равенств и неравенств [2]. Задача линейного программирования в стандартной форме на максимум имеет вид:

$$\begin{cases} \sum\limits_{j=1}^{n} C_j X_j \to \max; \\ \sum\limits_{j=1}^{n} A_{ij} X_j \leqslant B_i; \\ X_j \geqslant 0, \end{cases}$$

где A_{ij} — затраты i-го ресурса на выпуск единицы продукта j; C_j — прибыль от выпуска и реализации единицы продукта j; B_i — количество имеющегося ресурса i; n — число выпускаемых продуктов; X_j — объем выпуска продукта j.

Задача линейного программирования в стандартной форме на минимум имеет вид:

$$\begin{cases} \sum\limits_{j=1}^{n} C_j X_j \to \min; \\ \sum\limits_{j=1}^{n} A_{ij} X_j \leqslant B_i; \\ X_j \geqslant 0. \end{cases}$$

Таким образом, задача линейного программирования связана с оптимизацией процесса, в ходе которого отбираются неотрицательные искомые переменные X_j, используемые для максимизации или минимизации целевой функции.

Как правило, математическая модель строится на основе концептуальной модели, которая представляет собой словесное описание системы в специальных нотациях в комбинации с таблицами и диаграммами. Концептуальная модель формирует основу для понимания сущностей системы и взаимосвязей ее компонентов [3].

Рассмотрим оптимизационную модель производственно-логистической цепочки поставок промышленного предприятия. В качестве целевой функции оптимизации выбрана сумма издержек цепочки поставок, которая должна быть минимизирована:

$$\min\Big[\sum_i \alpha_i Y_i + \sum_i \psi_i E_i + \sum_i \sum_k \beta_i^k Z_i^k + \sum_i \sum_k \eta_i^k D_i^k + \sum_i \sum_k \gamma_i^k Q_i^k + \sum_m \sum_{(i,j)} \sigma_{(i,j)}^m L_{(i,j)}^m + \sum_m \sum_k \sum_{(i,j)} \delta_{(i,j)}^{km} X_{(i,j)}^{km} + \sum_i \sum_p \omega_{ip} I_{ip} + \sum_i \sum_p \theta_{ip} G_{ip} + \sum_i \sum_{(p,r)} \phi_{i(p,r)}^k F_{i(p,r)}^k \Big],$$

где α_i — постоянные издержки i-го объекта логистической инфраструктуры; ψ_i — издержки на вывод из эксплуатации i-го объекта логистической инфраструктуры; Y_i, $E_i \in \{0, 1\}$, Z_i^k, $D_i^k \in \{0, 1\}$, $L_{(i,j)}^m \in \{0, 1\}$, I_{ip}, $G_{ip} \in \{0, 1\}$ — булевы переменные; β_i^k — постоянные издержки на i-м объекте логистической инфраструктуры, связанные с наличием k-го вида логистического потока; η_i^k — издержки на i-м объекте логистической инфраструктуры, связанные с приостановкой каких-либо действий на данном объекте относительно логистического потока k-го вида; γ_i^k — переменные издержки на обработку единицы логистического потока k-го вида на i-м объекте логистической инфраструктуры; Q_i^k — объем k-го логистического потока на i-м объекте логистической инфраструктуры; $\sigma_{(i,j)}^m$ — постоянные издержки на маршруте m, связывающем i-й объект логистической инфраструктуры с j-м объектом; $\delta_{(i,j)}^{km}$ — переменные издержки на перемещение единицы логистического потока k-го вида по маршруту m, соединяющего i-й и j-й объекты логистической инфраструктуры; $X_{(i,j)}^{km}$ — объем k-го логистического потока, перемещаемого по маршруту m, соединяющему i-й и j-й объекты логистической инфраструктуры; ω_{ip} — постоянные издержки, связанные с функционированием p-го процесса на i-м объекте логистической инфраструктуры; θ_{ip} — издержки на приостановку работы p-го процесса на i-м объекте логистической инфраструктуры; $\phi_{i(p,r)}^k$ — переменные издержки на получение единицы k-го логистического потока при реализации процесса p на i-м объекте логистической инфраструктуры; $F_{i(p,r)}^k$ — объем исходящего логистического потока k-го вида при реализации процесса p на i-м объекте логистической инфраструктуры.

Перечень ограничений, накладываемых на пропускные способности элементов производственно-логистической цепочки поставок:

$$[\min C_i] Y_i \leqslant \sum_i Q_i^k \leqslant [\max C_i] Y_i,$$

где $\min C_i$ и $\max C_i$ — минимальная и максимальная пропускные способности i-го объекта логистической инфраструктуры;

$$[\min C_i^k] Z_i^k \leqslant \sum_i Q_i^k \leqslant [\max C_i^k] Z_i^k,$$

где $\min C_i^k$ и $\max C_i^k$ — минимальная и максимальная пропускные способности k-го логистического потока на i-м объекте логистической инфраструктуры;

$$[\min C^m_{(i,j)}]\, L^m_{(i,j)} \leqslant \sum_i X^{km}_{(i,j)} \leqslant [\max C^m_{(i,j)}]\, L^m_{(i,j)},$$

где $\min C^m_{(i,j)}$ и $\max C^m_{(i,j)}$ — минимальная и максимальная пропускные способности маршрута m, связывающего i-й и j-й объекты логистической инфраструктуры;

$$[\min C_{ip}] I_{ip} \leqslant \sum_r F^k_{i(p,\,r)} \leqslant [\max C_{ip}] I_{ip},$$

где $\min C_{ip}$ и $\max C_{ip}$ — минимальная и максимальная производительности процессов p на i-м объекте логистической инфраструктуры.

Взаимосвязь компонентов процессов определяется уравнениями:

$$\sum_p F^k_{j(p,\,q)} - \sum_m \sum_i X^{km}_{i,j} = 0,$$

где q — индекс компонента входящего логистического потока процесса p.

Таким образом, объем входящего логистического потока вида k распределяется между реализуемыми на j-м объекте логистической инфраструктуры процессами:

$$\sum_r F^k_{j(p,\,r)} - \frac{1}{\varsigma^{kp}_q} \sum_q F^k_{j(p,\,q)} = 0,$$

где $1/\varsigma^{kp}_q$ — доля компонента q процесса p;

$$\sum_q \frac{1}{\varsigma^{kp}_q} = 1.$$

Сумма долей всех компонентов процесса p должна равняться единице.

$$\sum_m \sum_T X^{km}_{jT} - \sum_p F^k_{j(p,\,r)} = 0,$$

где X^{km}_{jT} — объем исходящего логистического потока k, поступающего на объект логистической инфраструктуры T с j-го объекта по маршруту m; $F^k_{j(p,\,r)}$ — объем исходящего логистического потока k в результате преобразования процесса p.

Направление движения логистических потоков между объектами логистической инфраструктуры определяется уравнением:

$$\sum_m \sum_j x^{km}_{(i,j)} - \sum_m \sum_j x^{km}_{(i,j)} = \begin{cases} Q^k_i, \text{ если поток перемещается из } i \text{ в } j; \\ -Q^k_i, \text{ если поток перемещается из } j \text{ в } i; \\ 0, \text{ если нет перемещения потока между объектами.} \end{cases}$$

Система уравнений дополняется уравнениями, определяющими активность элементов производственно-логистической цепочки поставок:

$$Y_i + E_i = 1.$$

Данное уравнение определяет статус объекта логистической инфраструктуры: если $Y_i = 1$, то объект активен, т. е. он может принимать логистические потоки или направлять их на другие объекты логистической инфраструктуры; если $E_i = 1$, то объект не используется в качестве элемента цепочки поставок:

$$Z^k_i + D^k_i = 1.$$

Если $Z^k_i = 1$, то логистический поток k поступает на объект i логистической инфраструктуры с других объектов или образуется на нем в результате преобразовательных процессов. Если $D^k_i = 1$, логистический поток k не может рассматриваться как входящий или исходящий поток i-го объекта;

$$I_{ip} + G_{ip} = 1.$$

Аналогично, если $I_{ip} = 1$, то процесс p на объекте i логистической инфраструктуры является активным, т. е. входящие логистические потоки преобразуются в исходящие потоки по заданной "рецептуре". Если $G_{ip} = 1$, то логистические потоки не могут быть преобразованы под действием данного процесса.

Анализ целевой функции оптимизации позволяет выделить семь групп издержек производственно-логистической цепочки поставок.

Первая группа $\sum_i \alpha_i \gamma_i + \sum_i \psi_i E_i$ включает в себя издержки на функционирование или вывод из эксплуатации объектов логистической инфраструктуры. Их величина не зависит от объемов входящих или исходящих логистических потоков. Предположим, что производственная компания арендует помещение, в котором организует цех по отливке корпусов. Вне зависимости от числа произведенных единиц продукции она должна выплачивать собственнику фиксированные арендные платежи, которые являются примером издержек на поддержание функционирования объекта логистической инфраструктуры. Также в эту группу издержек входят инвестиционные издержки на строительство новых объектов цепочки поставок.

Вторая группа издержек: $\sum_i \sum_k \beta^k_i Z^k_i + \sum_i \sum_k \eta^k_i D^k_i$ — издержки на закупку оборудования, которые аналогично издержкам первой группы не зависят от объемов входящих или исходящих логистических потоков. Их наличие определяется необходимостью оперирования определенным логистическим потоком на объекте логистической инфраструктуры. Если с течением времени производственная

компания решит закрыть цех по отливке корпусов, то издержки на демонтаж оборудования будут классифицироваться как издержки на остановку производства корпусов на объекте логистической инфраструктуры.

Третья группа издержек: $\sum_i \sum_k \gamma_i^k Q_i^k$ — переменные издержки на обработку логистических потоков на объектах цепочки поставок. Обработка не подразумевает преобразование логистического потока, в результате которого объект исходящего логистического потока будет отличаться от объекта входящего логистического потока. Обработка включает в себя процедуры приемки/передачи объектов логистического потока, а к издержкам на обработку, например, относятся издержки на приемку 1 м^3 комплектующих изделий на складе.

Четвертая группа издержек: $\sum_m \sum_{(i,j)} \sigma_{(i,j)}^m L_{(i,j)}^m$ — постоянные издержки на функционирование транспортной системы. Под транспортной системой подразумевается совокупность маршрутов, которые могут быть использованы для перемещения логистических потоков. Например, завод по производству металлоконструкций может инвестировать средства в строительство подъездных железнодорожных путей к собственному складу, чтобы исключить плечо доставки автомобильным транспортом с железнодорожной станции.

Если $L_{(i,j)}^m = 1$, то маршрут m теоретически может использоваться для перемещения логистических потоков между i-м и j-м объектами логистической инфраструктуры. Результаты оптимизации покажут, выгоднее ли перемещать потоки по данному маршруту с учетом финансирования затрат на его содержание или выгоднее использовать альтернативный маршрут.

Пятая группа: $\sum_m \sum_k \sum_{(i,j)} \delta_{(i,j)}^{km} X_{(i,j)}^{km}$ включает в себя переменные издержки на перемещение логистических потоков между объектами логистической инфраструктуры по заданным маршрутам согласно действующим тарифным ставкам на перемещение единицы логистического потока.

Шестая группа издержек: $\sum_i \sum_p \varpi_{ip} I_{ip} + \sum_i \sum_p \theta_{ip} G_{ip}$ — постоянные издержки на поддержание функционирования процессов на объектах логистической инфраструктуры. В нее же включены издержки, связанные с остановкой процессов на объектах, например издержки на консервацию или на содержание законсервированных производственных мощностей.

Седьмая группа издержек: $\sum_i \sum_{(pq)} \phi_{i,(p,q)}^k F_{i,(p,q)}^k$ — переменные издержки на преобразование логистических потоков под влиянием процессов в логистической системе, например издержки на производство единицы готовой продукции.

Данная задача относится к классу целочисленного линейного программирования из-за наличия булевых переменных. Поиск решения таких задач занимает больше времени, потому что сводится к нахождению оптимального решения при всевозможных комбинациях значений булевых переменных. Например, если целевая функция оптимизации содержит две булевые переменные, то фактически задача будет решаться четырежды и среди полученных оптимальных решений будет выбрано минимальное или максимальное значение в зависимости от того, решается задача на максимум или минимум.

Рассмотренная выше модель является статической, так как она ограничена одним временны́м периодом. В отличие от нее динамические модели охватывают несколько временны́х периодов, что, безусловно, является более реалистичной абстракцией действительности.

В динамических моделях горизонт планирования разбивается на целое число шагов моделирования, что приводит к появлению в математической постановке задачи дополнительного индекса, обозначающего номер периода. Как правило, в динамических моделях в качестве целевой функции оптимизации используется максимизация чистого дисконтированного денежного потока компании, позволяющего учитывать временно́е изменение стоимости денежных средств:

$$NPV = \sum_i \frac{CF_i}{(1+d)^i} - \sum_i \frac{DF_i}{(1+d)^i} \to \max,$$

где NPV — чистый дисконтированный денежный доход компании; i — номер шага моделирования; d — ставка дисконтирования; CF_i — сумма притоков денежных средств на i-м шаге моделирования; DF_i — сумма оттоков денежных средств на i-м шаге моделирования.

Динамические модели позволяют анализировать степень влияния решений, принимаемых в данном периоде, на решения, которые будут приняты в последующих периодах [4]. Разработка подобных моделей — невероятно сложная задача из-за учета большого числа факторов, порождающих огромный массив входящих данных, обработка и верификация которых может занимать до половины всего времени, отведенного для моделирования. Важно с самого начала при разработке модели выбрать правильный уровень детализации, зависящий от поставленных перед разработчиком целей и задач, наличия релевантной информации, возможностей программного обеспечения по обработке данных и, наконец, требований по быстродействию. Модель считается неэффективной, если не

удовлетворяется требование по быстродействию ее просчета.

Решение задач линейного и целочисленного программирования позволяет оптимизировать структуру цепочки поставок, распределение логистических потоков между объектами логистической инфраструктуры и в транспортной сети. Полученные данные можно использовать в процессе бюджетирования, инвестиционного анализа, бизнес-планирования, в качестве входящих данных для построения сбалансированных планов продаж, производства, снабжения, перевозок, а также финансовых и аналитических отчетов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ричард Б. Чейз, Николас Дж. Эквилайн, Роберт Ф. Якобс.** Производственный и операционный менеджмент. М.: Издательский дом "Вильяме", 2004. 704 с.
2. **Шмырем В. И.** Введение в математическое программирование. М.: Институт компьютерных исследований, 2002. 192 с.
3. **David A. Taylor.** Supply Chains: A Manager s Guide. New Jersey: Addison Wesley, 2003. 488 p.
4. **Бочкарев А. А.** Планирование и моделирование цепи поставок: Учеб.-практ. пособие. М.: Изд-во "Альфа-Пресс", 2008. 192 с.

УДК 6.5

И. Н. ОМЕЛЬЧЕНКО, д-р техн. и экон. наук, В. А. ТРЕТЬЯКОВА (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Выбор стратегии управления промышленным предприятием в изменяющихся условиях

Рассматриваются вопросы стратегического управления промышленным предприятием и выбора оптимального пути его развития. Предлагаются классификация стратегий и алгоритм внедрения выбранной стратегии. Рассматриваются вариант перехода от одной стратегии к другой и пути проведения мониторинга эффективности внедренной стратегии и ее своевременной коррекции в зависимости от изменения условий деятельности предприятия.

Ключевые слова: стратегическое управление, виды стратегий, внедрение стратегии, сбалансированная система показателей.

The matters of strategic management of an industrial enterprise and choice the optimal ways of its development are considered. The classification of strategies and the implementation algorithm of the chosen strategy are proposed. The option of changeover from one strategy to another and the methods realization of monitoring of the realized strategy efficiency and its timely correction, depending on changes in the conditions of the enterprise activity, are considered.

Keywords: strategic management, the types of strategies, implementation of the strategy, balanced metrics.

Одним из обязательных признаков рыночной экономики является конкуренция. В условиях существования в конкурентной среде руководство не может позволить себе развивать предприятие во всех направлениях, так как любое развитие предполагает использование тех или иных ресурсов. Учитывая, что ресурсы предприятия всегда ограничены, не только высшее руководство, но и руководители среднего звена должны очень четко представлять себе цели и задачи, поставленные перед ними для достижения оптимальных показателей развития предприятия. Эти задачи решает стратегия управления предприятием.

В условиях промышленного производства мгновенное переориентирование практически невозможно. Учитывая, что внешняя и внутренняя среда предприятия постоянно изменяются, руководители должны четко и целенаправленно осуществлять стратегическое управление предприятием в целях его своевременной модернизации. Для каждой структурной единицы должны быть четко определены задачи и критерии, позволяющие в рамках выбранной стратегии достичь наибольшей эффективности. Постоянный контроль и своевременная корректировка данных задач и критериев позволят предприятию своевременно адаптироваться к новым условиям рыночной среды.

Стратегическое управление — это комплексная система постановки и реализации стратегических целей предприятия, основанная на прогнозировании среды и выработке способов адаптации к ее изменениям, а также воздействия на нее.

В задачи стратегического управления входят: обеспечение целевой направленности всей деятельности предприятия; учет влияния внешней среды; выявление новых возможностей развития и факторов угрожающего характера; оценка альтернативных вариантов решений, связанных с распределением имеющихся ресурсов в стратегически обоснованные и высокоэффективные проекты; формирование внутренней среды, благоприятствующей инициативному реагированию руководства на изменение ситуации.

Виды стратегий

Стратегия, которую выбирает предприятие, должна, с одной стороны отражать методологию планирования и проведения в жизнь намеченных целей и, с другой стороны, отвечать на вопросы, где и каким образом должно конкурировать пред-

приятие. В данной работе под стратегией понимается определенный способ (метод) организации процесса совершенствования и развития структуры предприятия для достижения долгосрочных целей. Стратегия определяет, как нужно использовать или изменить структуру и взаимосвязи подразделений производственно-сбытовой системы (ПСС), чтобы привлечь и удовлетворить целевые рынки, а также достичь намеченных предприятием целей.

Основываясь на типах противоположного стиля организационного поведения, предлагается рассматривать два типа стратегического планирования — статический и динамический [1]. Статический тип характеризуется движением от достигнутого. Его стратегии направлены на минимизацию отклонений от традиционного поведения как внутри ПСС, так и в ее взаимоотношениях с инфраструктурой. Этот тип планирования используется, если в качестве ведущих выбираются либо экономический, либо количественный аспекты. Статический тип стратегии используется в случае достаточно настоятельной необходимости изменений. Большинство успешно работающих длительное время предприятий, в том числе и машиностроительного комплекса, используют именно этот тип стратегического планирования.

Динамический тип стратегического планирования характеризуется движением предприятия в сторону структурных изменений. Его стратегии направлены на прогнозирование будущих рисков, поиск новых возможностей, разработку многочисленных альтернатив, выбор из них наилучшей и т. д. Этот тип планирования используется, если ведущими являются аспект развития и качественный аспект.

Типы стратегий определяют стиль поведения ПСС. Кроме этого существует большое число стратегий, которые направлены на определенную область деятельности с выделением основного подразделения. Выбор стратегии зависит от степени насыщенности рынка, степени и скорости развития отрасли и возможностей предприятия постоянно обновлять производство. В процессе разработки стратегических планов могут сочетаться две и более стратегий.

К статическому типу стратегического планирования относятся следующие стратегии: 1) развитие рынка; 2) увеличение доли рынка; 3) концентрации; 4) демпинга; 5) сокращения, к которой относятся целенаправленные виды сокращения — ликвидация, "сбор урожая", преимущества по издержкам, сокращение расходов, подготовка к продаже.

К динамическому типу стратегического планирования относятся следующие стратегии: 1) проникновения на рынок; 2) разработки новой продукции; 3) диверсификации; 4) дифференциации.

Для обеспечения успешного стратегического планирования и управления необходимо четко разработать процесс реализации выбранной стратегии, т. е. выбрать и спланировать тактику. Это возможно лишь в случае определения критериев эффективности и исходных параметров.

Выбор стратегии и этапы внедрения

Проблема выбора стратегии является несколько более сложной, чем кажется на первый взгляд. Данное обстоятельство объясняется тем, что сам по себе выбор тесно связан не только с постоянно меняющимися условиями внешней и внутренней среды предприятия и проблемой правильности такого выбора, но и с определением осуществимости стратегии [3].

При принятии решения о формировании системы стратегического управления необходимо проанализировать внутреннюю и внешнюю среды предприятия. Начало процесса формирования стратегического управления представляет собой разработку формализованного описания каждого фактора внутренней и внешней инфраструктуры предприятия. В качестве факторов рассматриваются множества показателей объемов производства и реализации продукции, производственного и технологического потенциалов, финансово-экономического состояния предприятия, состояния рыночной среды, включая характеристики поставщиков, потребителей и конкурентов. При этом необходимо проводить ранжирование всех факторов в целях учета их весомости в модели.

Если не выбрана ни одна стратегия, необходимо уточнить описания факторов внутренней и внешней инфраструктур. При получении нескольких стратегий из них выбирается наиболее эффективная в соответствии с заданным критерием. После выбора стратегии анализируются и оцениваются используемые экономико-математические методы по надежности получаемых результатов в конкретной ситуации. При положительном исходе данного этапа формируется план реализации выбранной стратегии. В противном случае необходима корректировка используемых методов и алгоритмов. Необходимо провести расчет предполагаемого финансово-экономического эффекта от внедрения выбранной стратегии. При отсутствии эффекта следует рассмотреть вопрос о правильности выбранной стратегии еще до начала ее внедрения.

Одним из инструментов представления процесса реализации стратегии в понимаемой форме является сбалансированная система показателей (ССП) [4]. Сбалансированная система показателей — это система стратегического управления предприятием на основе измерения и оценки ее эффективности по набору оптимально подобранных показателей, отражающих как финансовые, так и нефинансовые аспекты деятельности организации.

Стратегические цели разрабатываются на основе имеющегося видения стратегии и имеют статус ключевых целей предприятия. Чтобы спланировать и обеспечить процесс реализации целей, для каждой из них разрабатываются соответствующие финансовые и нефинансовые показатели, определя-

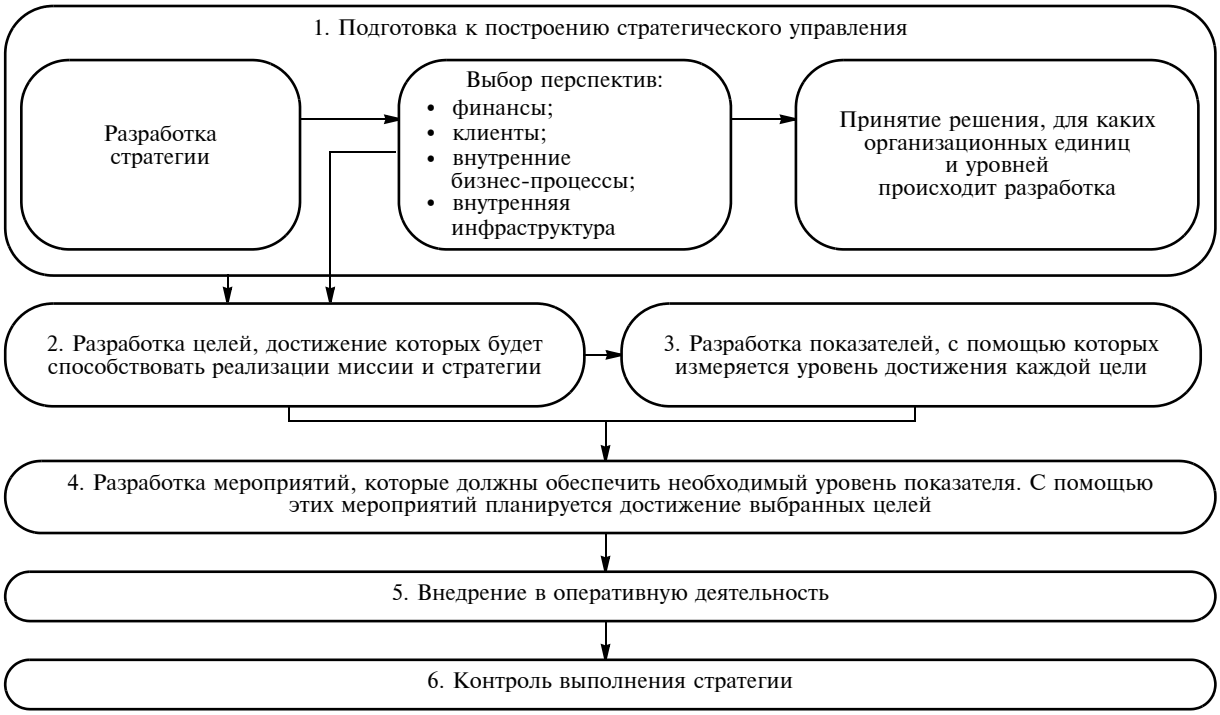


Рис. 1. Структурная схема внедрения стратегического управления

ются их целевые и фактические значения. Достижение разработанных целей призвана обеспечить реализация стратегических мероприятий. По каждому стратегическому мероприятию определяются сроки его реализации, бюджет и четкая ответственность. На рис. 1 представлена структурная схема внедрения стратегического управления, которое проводится в шесть этапов.

Рассмотрим более подробно методологию разработки и внедрения сбалансированной системы показателей. Для иллюстрации основных этапов построения ССП используем программный продукт ARIS.

Этап 1. Подготовка к построению. На этом этапе необходимо выбрать стратегию, определить перспективы и принять решение, для каких организационных единиц и уровней нужно разработать ССП.

При определении подразделений, для которых будет разрабатываться ППС, нужно учитывать следующее: чем больше подразделений предприятия управляются стратегически с помощью одной ППС, тем успешнее можно каскадировать (декомпозировать, передавать) важные цели с верхнего уровня на нижние.

Одним из важных мероприятий при подготовке к разработке ССП является выбор перспектив. Та или иная модель разработки стратегии может претендовать на полноту только в том случае, если в ней содержатся ответы на вопросы, касающиеся разных сфер деятельности предприятия. Постановки лишь финансовых целей недостаточно, если неясно, как будут достигаться эти цели. Точно так же не совсем верной будет постановка изолированных друг от друга целей. В этом случае незатронутыми остаются взаимосвязи между отдельными целями и их влияние друг на друга. Отсюда вытекает необходимость учета всех важных (релевантных) аспектов деятельности предприятия.

Перспективы сбалансированной системы показателей — еще до процесса поиска стратегии — призваны сформировать такую модель мышления, которая обеспечит сбалансированное рассмотрение всех существенных аспектов бизнеса. Перспективы представляют собой тематические разделы стратегии предприятия. Как правило, используют четыре—пять перспектив.

Доказано, что самое оптимальное — ориентироваться на следующие четыре перспективы: финансы, клиенты, внутренние процессы, внутренняя инфраструктура.

Простота и наличие четких логических взаимосвязей между перспективами позволяют добиться понимания процессов, происходящих на предприятии, на уровне всех исполнителей.

Этап 2. Разработка целей. На этом этапе последовательно сверху вниз по перечисленным перспективам разрабатываются цели, достижение которых будет способствовать реализации миссии и стратегии. К таким целям можно отнести, например, увеличение рыночной стоимости предприятия, укрепление позиций на рынке, повышение эффективности процессов и т. д.

Пример построения дерева целей представлен на рис. 2.

Определение и документирование причинно-следственных связей между отдельными стратегическими целями является одним из основных элементов ССП. Все цели и причинно-следственные связи отражаются в стратегических картах (рис. 3).

Количественный и качественный состав целей по перспективам можно представить следующим образом:

финансы — цели, раскрывающие способы достижения стратегических намерений в области финансов;

клиенты — цели, описывающие рыночную стратегию как способ достижения финансовых целей верхнего уровня;

внутренние процессы — цели, описывающие направления приложения усилий к внутренним процессам организации, являющиеся способом достижения целей клиентской и финансовой составляющей;

внутренняя инфраструктура — цели, описывающие способы достижения определенного состояния в структуре материальных и нематериальных

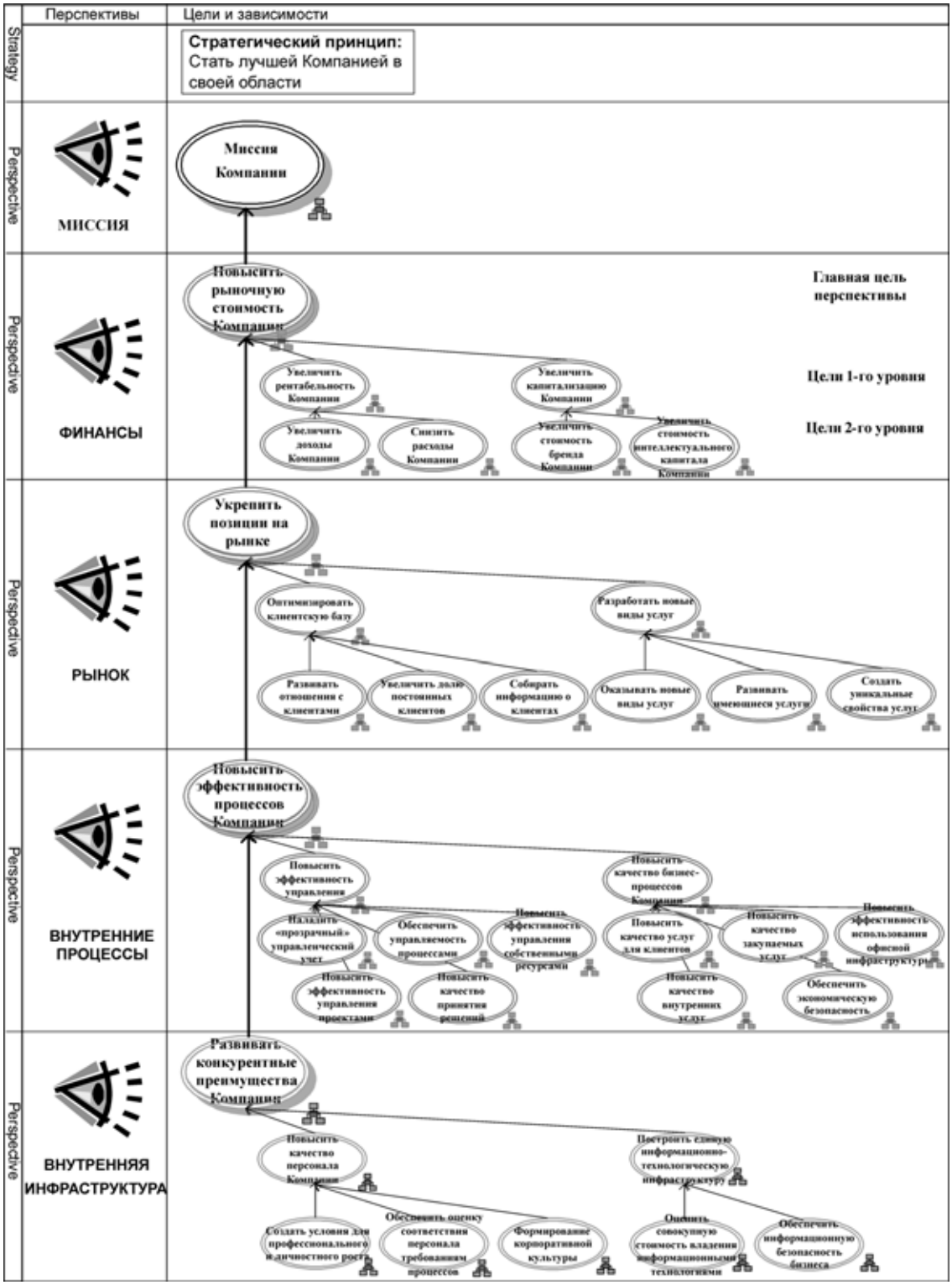


Рис. 2. Дерево целей Компании

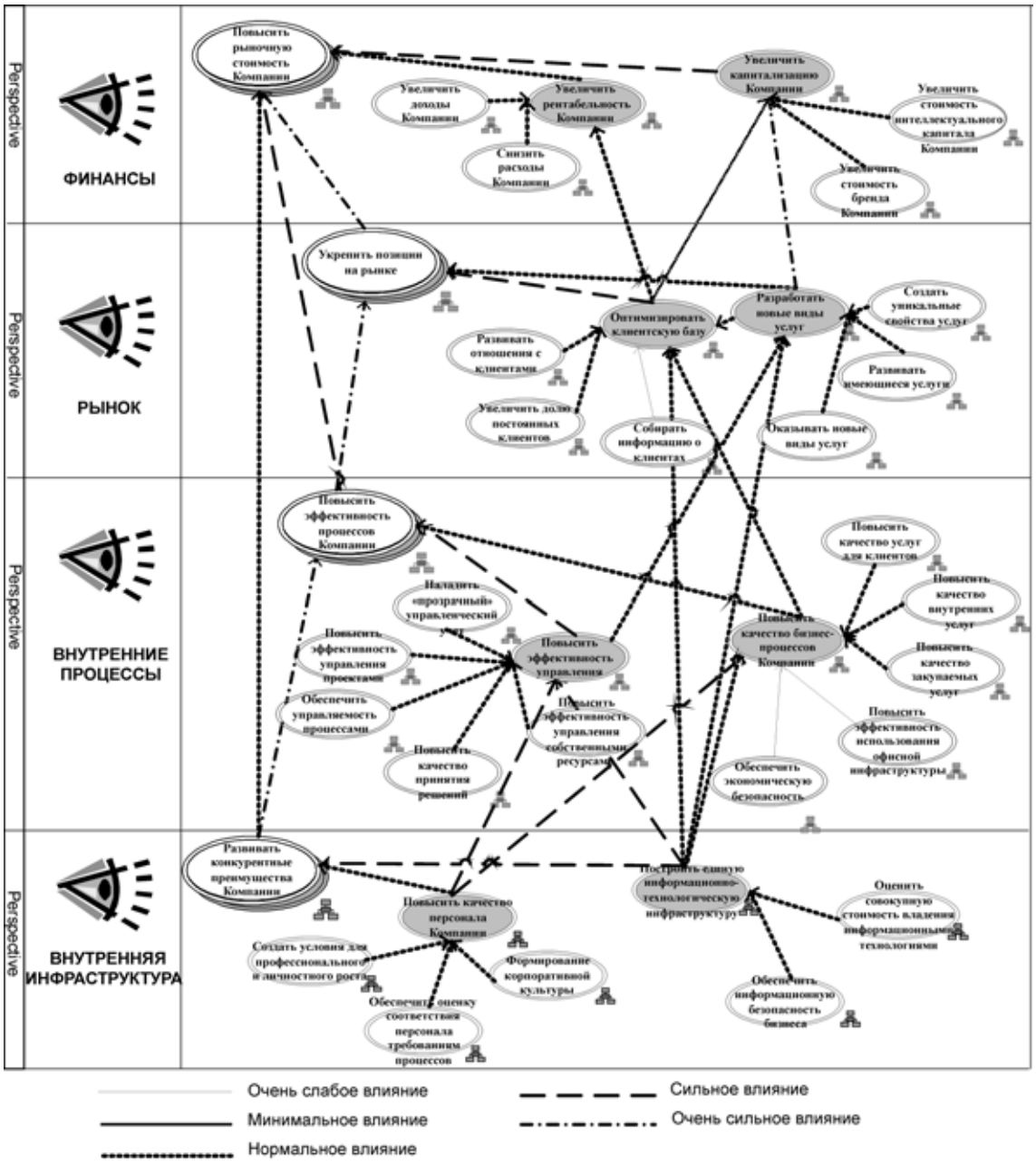


Рис. 3. Стратегическая карта

активов как ресурсов для достижения целей во внутренних процессах.

Карта целей должна быть сбалансирована по вертикали — достижение целей нижних уровней должно способствовать достижению целей верхних уровней. Не должно быть целей, не поддержанных другими целями этого же или нижележащих уровней, кроме некоторых целей четвертого уровня. Не должно быть целей, не поддерживающих цели этого же или вышележащих уровней, кроме некоторых целей первого уровня.

Этап 3. Разработка показателей. На этом этапе разрабатываются показатели, с помощью которых измеряется уровень достижения каждой цели (рис. 4). Показатели сбалансированной системы являются средствами оценки продвижения к реализации стратегической цели. Использование показателей призвано конкретизировать разработанную в ходе стратегического планирования систему целей и сделать разработанные цели измеримыми. Показатели можно идентифицировать только тогда, когда существует ясность в отношении целей. Выбор подходящих показателей — это второстепенный вопрос, поскольку даже наилучшие показатели не помогут предприятию достичь успеха, если неверно сформулированы цели.

Желательно для каждой цели разработать такой набор показателей, чтобы в него входили как результирующие, так и формирующие показатели, причем результирующие показатели должны характеризовать степень достижения цели, а формирующие — усилия, направленные на ее достижение. Карта целей должна быть сбалансирована по горизонтали — необходимо

наличие причинно-следственной связи между результирующими и формирующими показателями внутри каждого набора показателей.

Стратегические цели характеризуются высокой степенью актуальности для предприятия. При этом необходимо оценивать: 1) пригодны ли выбранные показатели для оценки степени достижения выработанных целей; 2) насколько прост расчет значений показателей; 3) какой вклад вносит рассматриваемое структурное подразделение в достижение целей верхних уровней.

Оценка показателей заключается, прежде всего, в том, чтобы понять возможность расчета фактического значения показателя на основе данных отчетного периода. Кроме того, необходимо проводить сравнения значений выработанных показателей "цель (план)—факт" с выяснением причин отклонений. Такой анализ сопровождается либо корректировкой целевого значения показателя, либо раз-

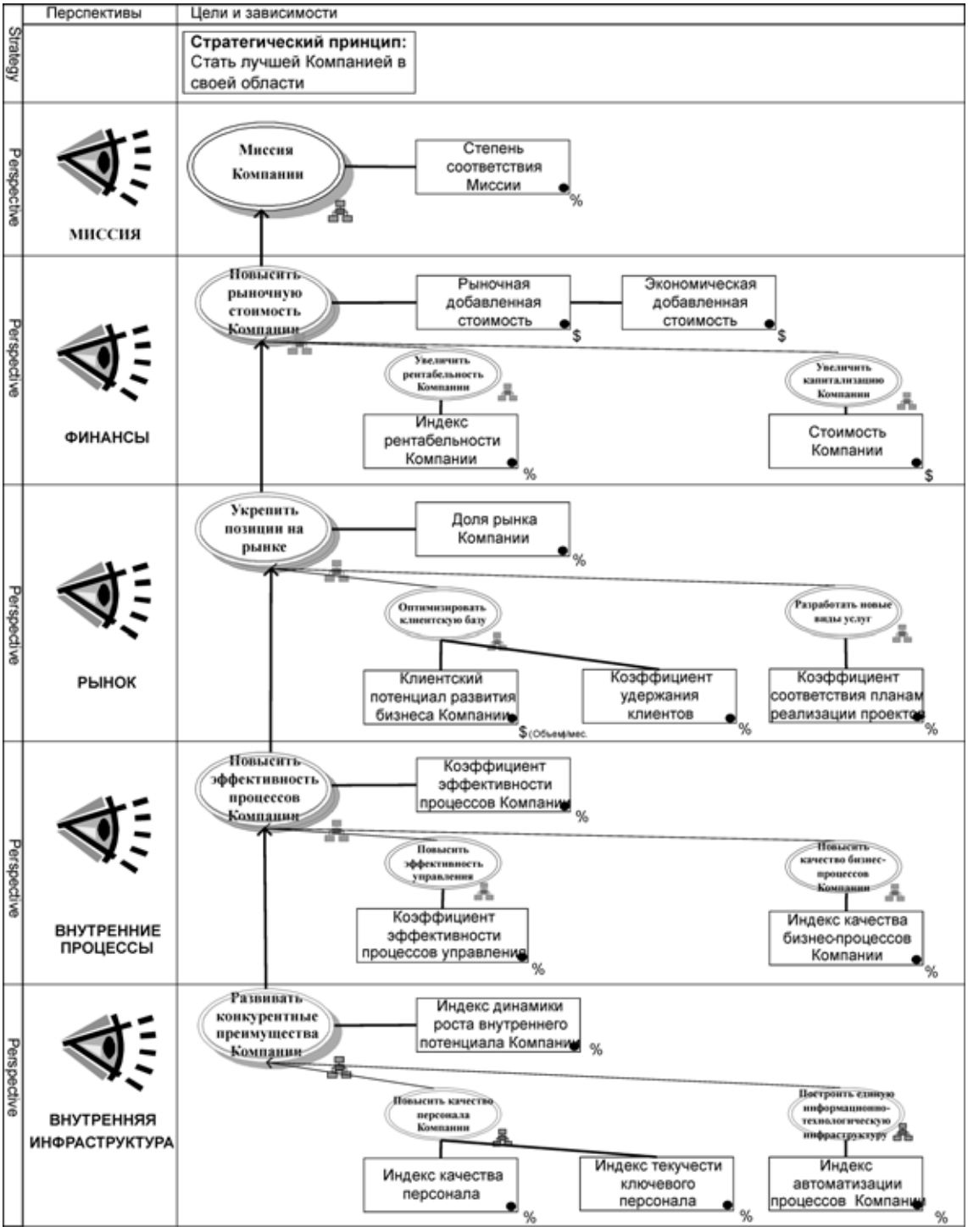


Рис. 4. Цели и показатели Компании

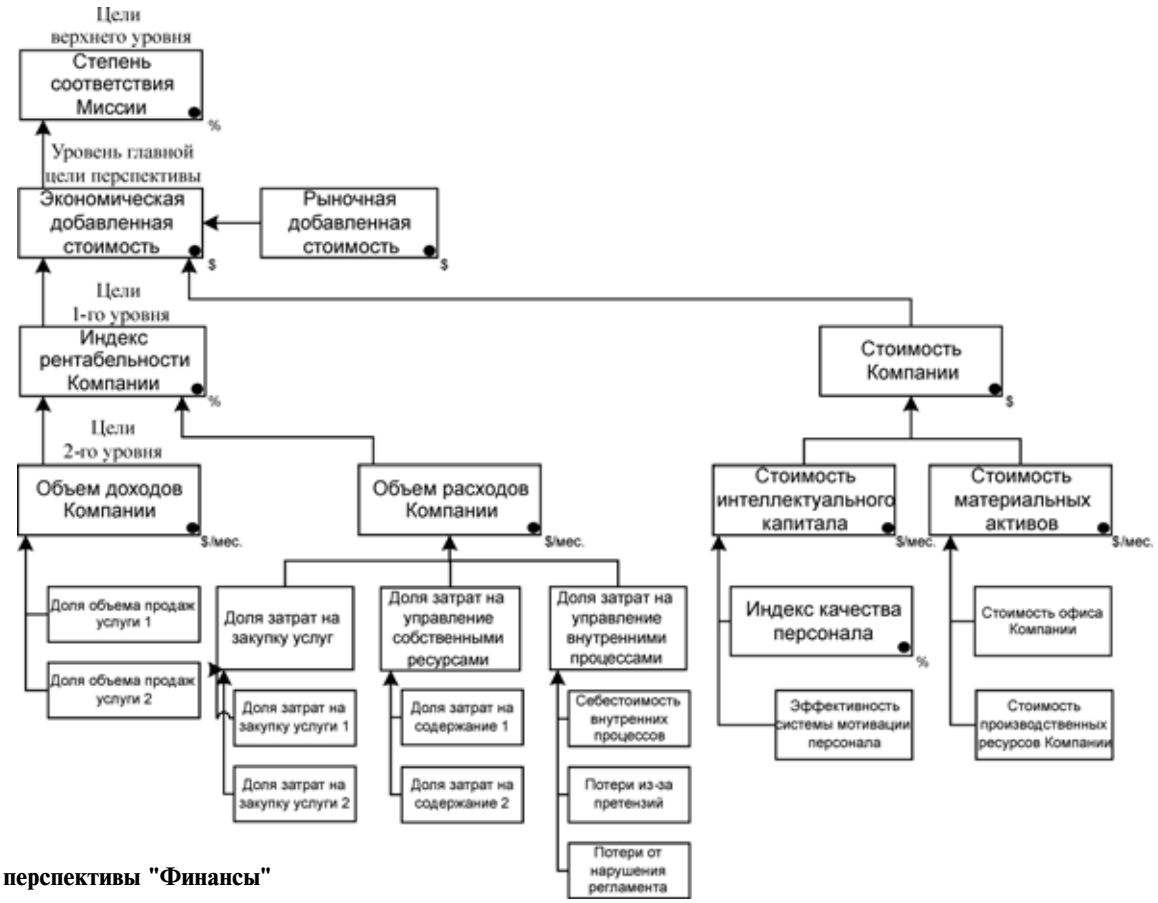


Рис. 5. Показатели перспективы "Финансы"

работкой корректирующих и предупреждающих мероприятий, направленных на достижение установленного ранее целевого значения. Целесообразно также прогнозировать целевые значения показателей на длительный период времени.

С целью снижения степени сложности разрабатываемой системы и фокусирования внимания на небольшом числе ключевых аспектов рекомендуется ограничиться максимально тремя показателями для той или иной стратегической цели. Только после установления целевого значения показателя та или иная стратегическая цель считается полностью описанной. Целевые значения показателей должны быть жесткими, но вполне достижимыми. На рис. 5 показано влияние показателей на цели верхнего уровня в отдельно взятой перспективе, например "Финансы". Подобным образом следует расписать показатели по каждой перспективе и определить их влияние друг на друга.

Этап 4. Разработка мероприятий. На этом этапе определяются мероприятия, которые должны обеспечить необходимый уровень показателя (каскадирование). С помощью этих мероприятий планируется достижение целей (одно мероприятие может способствовать достижению нескольких целей; достижению одной цели могут способствовать несколько мероприятий). Назначаются сроки, бюджет и ответственные подразделения и лица для каждого мероприятия. При наличии целей, не поддержанных другими или не поддерживающих другие цели,

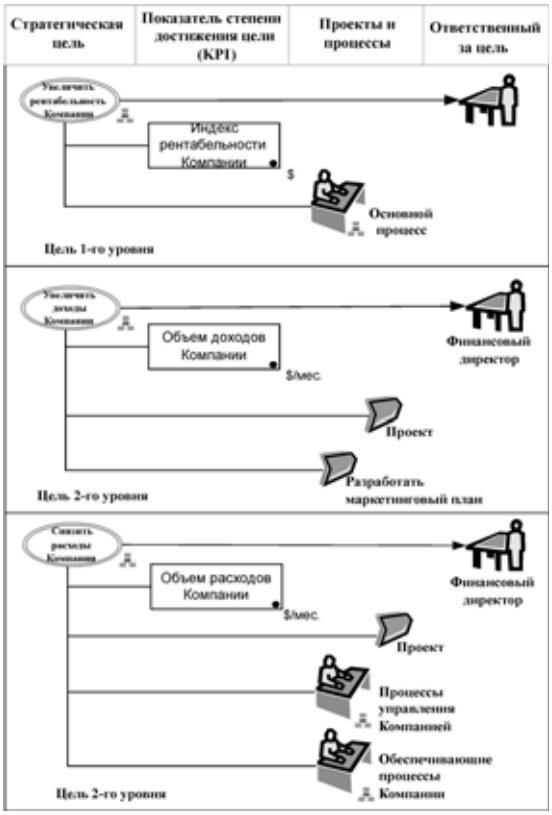


Рис. 6. Мероприятия по достижению цели "Увеличить рентабельность Компании"

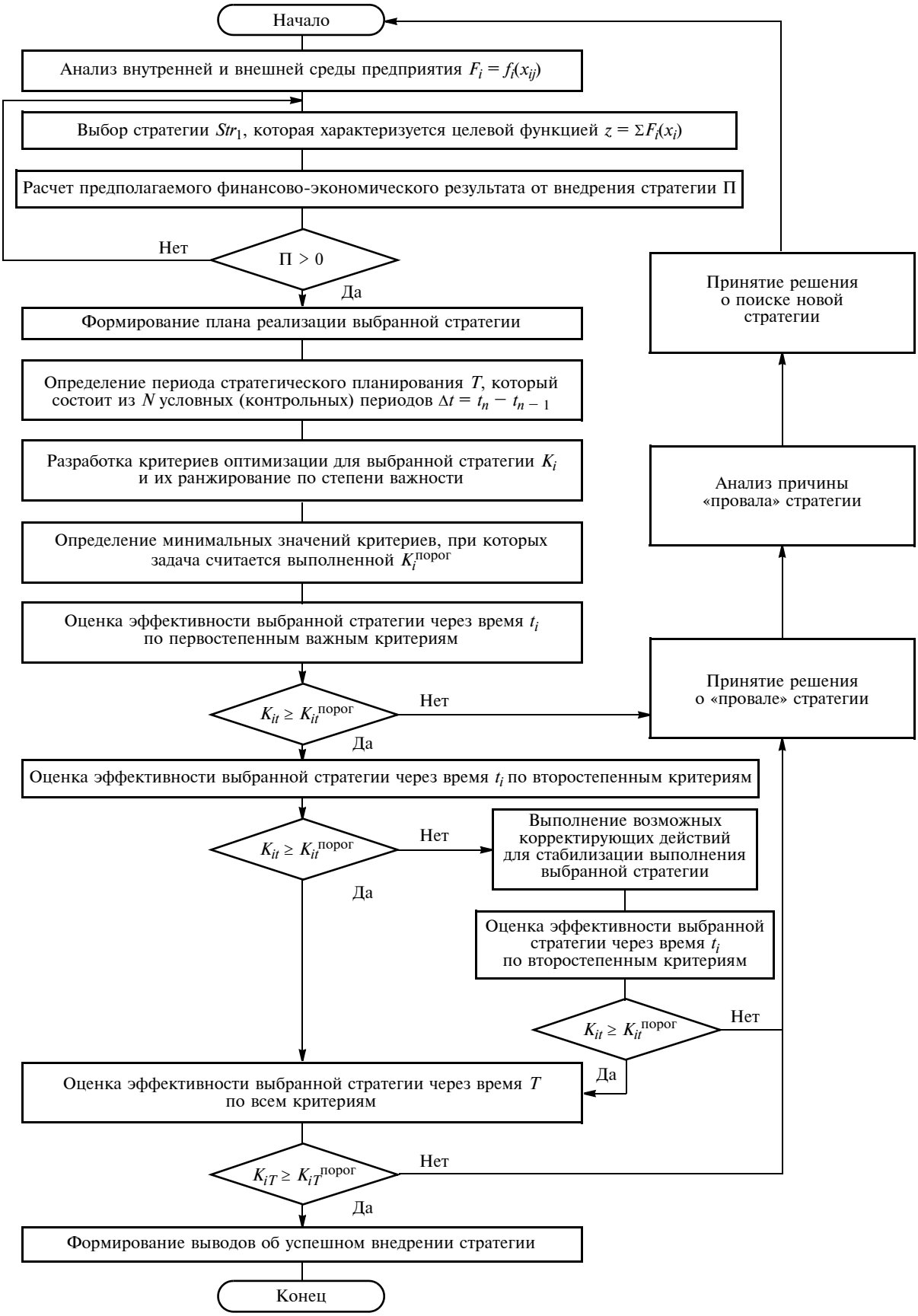


Рис. 7. Блок-схема процесса перехода от одной стратегии к другой при несоблюдении критериев оптимизации

а также целей, для которых сложно разработать показатели или мероприятия, необходимо проанализировать причинно-следственные связи и либо переформулировать, либо исключить такие цели.

В дальнейшем показатели проецируются на подразделения организационной структуры: происходит декомпозиция сложных показателей, назначаются ответственные, определяется процесс сбора показателей и источники данных на нижних уровнях планирования и учета, процессы обратной связи для каждого показателя и уровень автоматизации этих процессов. Пример описанного выше приведен на рис. 6.

Этап 5. Внедрение ССП. Этот этап представляет собой внедрение ССП в оперативную деятельность. На данном этапе происходят: разработка и реализация плана мероприятий по внедрению ССП; обучение принципам работы с ССП; регламентация контроля за реализацией мероприятий; мониторинг показателей; стыковка ССП с системой мотивации; стыковка ССП с существующими системами учета и управления организацией.

Также на данном этапе разрабатываются и принимаются регламенты проведения сессий стратегического планирования, целью которых является анализ фактических значений показателей и их отклонение от плановых (целевых), принятие решений по корректировке организационной структуры, производственного процесса, плана мероприятий, карты целей, показателей, стратегии в целом.

Эффективность использования ССП в организации непосредственно зависит от полноценности ее внедрения.

Этап 6. "Контроль выполнения стратегии". Для контроля эффективности выполнения стратегии, а также улучшения ССП высшее руководство и ответственные лица должны постоянно проводить анализ и оценку деятельности предприятия.

Для оценки успешности выбранной стратегии требуется четко определить критерии оптимизации, по которым и будет анализироваться эффективность стратегии. Для этого в самом начале, при выборе стратегии, необходимо определить срок ее реализации — период T. Весь период T стратегического планирования и управления делится на равные элементарные периоды времени $t_{i-1,\,i} = T/n$ ($i = \overline{1, n}$, где n — общее число элементарных периодов), в течение которых происходит процесс тактического или оперативного планирования, управления и контроля. Элементарные периоды времени каждое предприятие выбирает для себя в зависимости от долгосрочности стратегии (декада, месяц, квартал). В момент окончания одного элементарного периода времени и начала следующего в случае необходимости стратегические планы корректируются. Таким образом, бесконечная совокупность последовательных корректировок представляет собой процесс стратегического управления.

Далее разрабатываются критерии оптимизации K_i для выбранной стратегии и ранжируются по степени важности. Предлагается рассматривать два типа важности критериев для предприятия:

первоочередные важные критерии оптимизации для данного предприятия, несоблюдение которых однозначно говорит о "провале" стратегии;

второстепенные критерии оптимизации для данного предприятия, несоблюдение которых дает предприятию шанс на стабилизацию выбранной стратегии с помощью введения корректирующих действий.

Для каждого разработанного критерия оптимизации устанавливаются минимальные пороговые значения, при которых задача считается выполненной. Далее через заданные интервалы времени t_i сначала проводится оценка эффективности хода выбранной стратегии по первоочередным важным критериям оптимизации, затем следует переход к оценке эффективности по критериям второстепенной важности.

В связи с постоянно меняющимися условиями на предприятии и на рынке в ходе реализации стратегии может возникнуть необходимость в изменении тактических целей, а в некоторых случаях выбора новой стратегии.

Переход от одной стратегии к другой

На рис. 7 представлена блок-схема процесса перехода от одной стратегии к другой.

При оценке эффективности выбранной стратегии через каждый заданный интервал времени проводится сравнение критериев эффективности с пороговыми значениями. Если значение первоочередного важного критерия получилось меньше допустимого порогового значения, то однозначно принимается решение о провале стратегии. Если значение критерия превысило установленное пороговое значение, то следует переходить к оценке эффективности по критериям второстепенной важности. Здесь также делается сравнение с установленными пороговыми значениями. Если значение меньше порогового, разрабатываются корректирующие действия на определенный период времени для стабилизации текущей стратегии, и через выбранный промежуток времени t_i' также проводится оценка эффективности стратегии.

Если корректирующие действия стабилизировали текущую ситуацию, то процесс стратегического управления продолжается далее по разработанному плану. В случае, если все-таки принято решение о провале стратегии, необходимо провести причинный анализ сложившейся ситуации и перейти к выбору новой стратегии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Канчавели А. Д., Колобов А. А., Омельченко И. Н.** Стратегическое управление организационно-экономической устойчивостью фирмы: Логистикоориентированное проектирование бизнеса. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 600 с.
2. **Маркова В. Д., Кузнецова С. А.** Стратегический менеджмент: Курс лекций. М.: ИНФРА-М, 2000. 288 с.
3. **Аакер Д.** Стратегическое рыночное управление. 7-е изд. СПб.: Питер, 2007. 496 с.
4. **Horvath & Partners.** Внедрение сбалансированной системы показателей. М.: ООО "Альпина Бизнес Букс", 2005. 478 с.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

История науки и техники

УДК 629.3.017.3

И. П. ТРОЯНОВСКАЯ, канд. техн. наук
(Челябинский тракторный завод), e-mail: pozin_b@chtz.uic.ru

История развития теории поворота гусеничных машин

Приведен методологический анализ трех подходов (московской, украинской и белорусской школ) к теории процесса поворота гусеничных машин. Критический разбор их основных положений показывает недостатки каждого направления.

Ключевые слова: теория поворота гусеничных машин, направления развития.

A methodological analysis of the three approaches (Moscow, Ukrainian, and Belarusian schools) to the theory of rotation of tracked vehicles is presented. A critical analysis of their basic conclusions shows the shortcomings of each direction.

Keywords: theory of rotation of tracked vehicles, the directions of development.

Первый гусеничный движитель изобрел в 1837 г. капитан русской армии Д. А. Загряжский [1], но отсутствие в дореволюционной России тракторостроения привело к тому, что это изобретение не было использовано, а страна удовлетворяла свои потребности в тракторах за счет импорта. После установления советской власти тракторостроение начало быстро развиваться. Потребности народного хозяйства страны в мощных энергетических средствах явились стимулом для бурного роста тракторной промышленности, которая, в свою очередь, послужила толчком к развитию теории трактора в целом и теории его поворота в частности.

Принцип поворота гусеничных машин существенным образом отличается от колесных в связи с отсутствием относительного поворота каких-либо частей машины. Силовой (бортовой) поворот осуществляется путем торможения отстающей гусеницы, т. е. при разных теоретических скоростях бортов машины. Такой поворот сопровождается, как правило, большим скольжением и, как следствие, большим сопротивлением повороту. Развитие теории поворота гусеничных машин обусловливалось поставленными перед ней задачами. В отличие от исследований процесса поворота колесной техники, в которых основной упор делался на вопросы кинематики, для гусеничных тракторов как представителей тяговых машин на первый план выходят вопросы силового и мощностного баланса на повороте: определение тяговых усилий на движителе, момента сопротивления повороту и величины буксования гусениц.

В процессе развития теории поворота гусеничных машин на сегодняшний день сформировались и существуют три крупные школы (направления). Все они возникли в 1930-е годы и до настоящего времени имеют своих учеников и последователей.

1. Московская школа

Московскую школу (самую многочисленную) по праву называют классической. Первые попытки решения силовой задачи при повороте гусеничной машины были сделаны еще в начале 1930-х годов в трудах В. И. Заславского и М. К. Кристи [1, 2]. Классическая теория поворота базируется на принципе независимости действия сил трения между гусеницами и опорной поверхностью. Поворачивающий момент определяется через продольные силы тяги $P_{к1}$ и $P_{к2}$ (рис. 1): $M_{п} = 0{,}5B(P_{к2} - P_{к1})$.

Введя понятие постоянного коэффициента μ сцепления гусеницы с грунтом в поперечном направлении, В. И. Заславский получил формулу для вычисления момента сопротивления повороту всей машины [1]:

$$M_{с} = 2P_{у}L/2 = \mu GL/4, \qquad (1)$$

где $P_{у}$ — поперечная сила сопротивления; L, G — база и вес машины.

Необходимо отметить, что формула (1) была выведена для машин с равномерным распределением давления вдоль гусеницы [3], а для других распределений

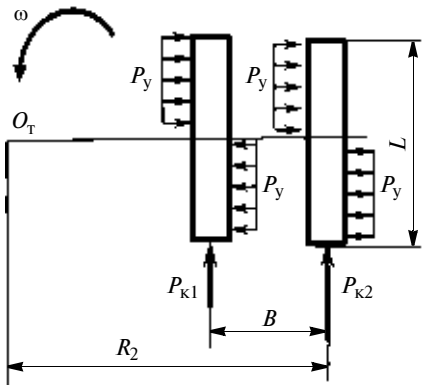


Рис. 1. Силовая задача поворота гусеничной машины (московская школа)

давления она приобретает несколько другой вид [3—7].

Полученные значения коэффициента μ оказались завышенными, что объясняется возможностью полной реализации бокового коэффициента сцепления лишь при полном отсутствии продольного, что, в свою очередь, противоречит природе явления поворота [8]. Таким образом, сохраняя общий вид формулы (1), коэффициент пропорциональности μ стали называть коэффициентом сопротивления повороту, а его определение переросло в основную задачу теории поворота гусеничных машин [9].

Большим толчком к дальнейшему развитию теории поворота послужила работа О. А. Никитина [10], в которой он экспериментально установил зависимость момента M_c сопротивления от радиуса R поворота машины (рис. 2, *а*) [10]. Проведя опыты на суглинке в режиме стационарного поворота, Никитин предложил эмпирическую формулу зависимости коэффициента μ от радиуса поворота: $\mu = \dfrac{\mu_{max}}{a + (1 - a)\rho}$, где μ_{max} — максимальное значение коэффициента сопротивления повороту, реализуемое при повороте на месте (с тормозной отстающей гусеницей); $\rho = R_2/B$ относительный радиус поворота, определяемый как отношение радиуса R_2 поворота забегающей гусеницы к поперечной базе B (см. рис. 1); a — эмпирический коэффициент, характеризующий свойства грунта и конструктивные параметры машины.

Последующими исследователями была уточнена существовавшая методика определения коэффициента μ для различных грунтов и конструктивных параметров ходовой части машины и получены для этого дополнительные формулы [11—13].

Кинематическая задача решается при отсутствии скольжения и буксования гусениц по грунту (см. рис. 2, *а*), т. е. радиус R поворота определяется согласно соотношению теоретических скоростей бортов машины, приложенных в центрах гусениц: $R = \dfrac{v_2 + v_1}{v_2 - v_1}\dfrac{B}{2}$, где v_1, v_2 — теоретические скорости соответственно отстающей и забегающей вперед гусеницы.

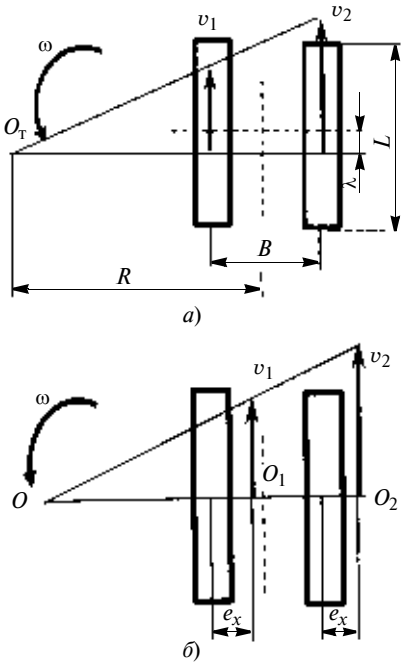


Рис. 2. Кинематическая схема поворота машины без учета (*а*) и с учетом (*б*) буксования гусениц (московская школа)

Наличие боковой центробежной силы, крюковой нагрузки или неравномерное распределение давления приводит к смещению центра поворота вдоль машины на величину λ (см. рис. 2, *а*). Это явление в рамках московской школы учитывалось различными поправочными коэффициентами [2, 14] или дополнительным членом [12, 15]: $M_c = \mu\dfrac{GL}{4}\left(1 - \dfrac{4\lambda^2}{L^2}\right)$.

Поскольку при движении гусеничной машины на повороте буксование, как правило, имеет место, то были предприняты попытки его учета в рамках принятой теории. В этом случае центры скольжения гусениц смещаются в поперечном направлении от продольных осей симметрий на величину e_x (рис. 2, *б*) и момент сопротивления повороту соответственно вычисляется по формуле [4]:

$$M_c = \mu\frac{GL}{4}\left(\frac{L^2}{4}\sqrt{1 + \left(\frac{2e_x}{L}\right)^2} - e_x^2 \ln\frac{1 + \sqrt{1 + (2e_x/L)^2}}{2e_x/L}\right).$$

Несмотря на все последующие доработки московская школа в основном опирается на эмпирические зависимости, требующие большого экспериментального материала и не раскрывающие сущности происходящих при повороте явлений. На сегодняшний день существует множество различных методов экспериментального определения коэффициента μ, но все они характерны для установившегося режима поворота, что ставит под сомнение правомерность применения полученных зависимостей при описании нестационарного движения. При повороте на месте ввиду применения принципа независимости действия сил требуется дополнительная проверка обеспечения поворота сцеплением ведущей гусеницы с грунтом.

Несмотря на перечисленные выше недостатки, а главное в силу простоты данное направление составляет основу современной теории поворота гусеничных машин [1, 2, 4, 5, 10—12, 14—18].

Однако параллельно с московской школой развития теории поворота гусеничных машин сформировались и другие научные направления со своими методами постановки и решения задач.

2. Украинская школа

Основоположником украинской школы является М. И. Медведев, внесший значительный вклад в изучение поворота гусеничных машин. Основываясь на том же принципе независимости действия сил, он в 1934 г. впервые провел качественный анализ составляющих сопротивления повороту: трения опорной поверхности звеньев гусеницы и шпор с грунтом; смятия и скалывания почвы боковой поверхностью гусеницы; нагребания зем-

ляного вала и дополнительного трения в механизмах гусеничной системы [19]. Медведев показал, что при отсутствии буксования точки гусеницы на повороте движутся по эвольвенте круга. Приняв в качестве допущения линейную зависимость между возникающими силами P_y и перемещением S точек гусеницы в боковом направлении, он получил теоретические формулы для всех составляющих момента сопротивления. При этом некоторые из них, напрямую связанные с кинематикой гусеницы, в итоге оказались зависимыми от радиуса поворота машины, что уже явилось серьезным шагом вперед. В 1939 г. П. И. Ивановым [6] были предприняты попытки учета скольжения гусениц путем увеличения составляющей трения.

Формулы М. И. Медведева весьма громоздки и требуют множества различных характеристик грунта, вследствие чего они не получили широкого распространения. Однако его методика стала основой большинства современных теоретических исследований поворота гусеничных машин и нашла широкое развитие в трудах Н. И. Груздева [4], Е. Г. Исаева [13], Д. К. Карельских, Е. Д. Львова, Г. В. Моренко, Ю. Б. Веденицкого, Г. М. Татарчука [20], Г. Н. Шепеленко, И. А. Гончарова, Б. М. Позина [8] и многих других ученых [6, 21]. Впоследствии ученики М. И. Медведева ввели нелинейную зависимость сил от перемещения [20]. Наибольшее распространение для описания возникающих в грунте напряжений τ_y в зависимости от перемещения S приобрела формула В. В. Кацыгина [21], полученная им при обработке результатов опытов В. И. Запольского [22]:

$$\tau_y = \tau_{max}\sigma\,\mathrm{th}(S/k_\tau), \qquad (2)$$

где τ_{max} — максимальное напряжение сдвига (смятия) грунта; σ — нормальное давление; k_τ — коэффициент деформации.

Дальнейшее развитие украинской школы шло по пути уточнения формул для определения составляющих момента сопротивления повороту с учетом различных эпюр давления на грунт, влияния крюковой нагрузки, работы на косогоре, искривления гусениц и т. д. [4, 7, 13, 20] при сохранении зависимости поперечных сил сопротивления P_y от перемещения S точек гусеницы. Ошибочность данного положения отметил в своей работе Б. М. Позин [8], показав отличие деформации грунта от перемещений точек гусеницы. Вычисление поперечных сил сопротивления P_y как функции деформации грунта, а не перемещения точек гусеницы явилось следующим шагом по пути развития украинской школы теории поворота.

Многими исследователями [8, 13, 16, 20, 23] подтверждается хорошая сходимость теоретических результатов, полученных по формулам Медведева, с экспериментом при больших радиусах поворота (рис. 3), и в то же время наблюдаются довольно сильные расхождения при повороте на месте, когда вступают в силу ограничения по сцеплению. Причина заключается в применении принципа независимости действия сил, который может быть оправдан лишь при больших радиусах поворота. При повороте на месте, т. е. при реализации максимальных сцепных возможностей машины, такое допущение приводит к значительной ошибке. В этом случае требуется дополнительная проверка обеспечения поворота по сцеплению.

С помощью теории, предложенной М. И. Медведевым, несмотря на ряд ее достоинств можно решить ограниченный круг задач [8]. Использование в качестве аргумента поперечных сил деформации грунта требует знания предыстории движения и потому может использоваться лишь при описании установившегося движения.

3. Белорусская школа

Еще одно направление в развитии теории поворота гусеничных машин основано на трудах Н. Н. Шиллера [24], Н. Е. Жуковского [25] и Ф. А. Опейко [26, 27]. Для этого направления характерно последовательное применение законов классической механики к системам, содержащим кинематические пары с силовым замыканием [28].

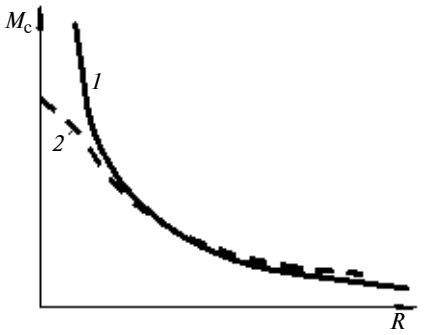


Рис. 3. Зависимость момента M_c сопротивления от радиуса R поворота гусеничной машины:
1 — расчет по Медведеву; *2* — эксперимент Никитина

Принимая трение в качестве предельного (вырожденного) случая сцепления, Ф. А. Опейко предложил рассматривать взаимодействие гусеницы с грунтом как фрикционную пару трения [27]. Такой подход позволяет ограничиться минимальным числом характеристик взаимодействия гусеницы с грунтом и полностью отказаться от принципа независимости действия сил.

Согласно предложенному подходу, возникающие в контакте силовые факторы являются функциями смещения e_x (см. рис. 2, *б*) мгновенного центра скольжения. Ввиду отсутствия хорошего математического аппарата Ф. А. Опейко заменил интегральные зависимости Н. Е. Жуковского суммой элементарных сил трения по половинкам гусениц (рис. 4):

$$\left.\begin{aligned} P_к &= \varphi G \frac{e_x}{\sqrt{e_x^2 + (0{,}25L)^2}}; \\ M_c &= \varphi G \sqrt{e_x^2 + (0{,}25L)^2}, \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где φ — постоянный изотропный коэффициент трения (сцепления) с грунтом; $P_к$ — касательная сила тяги (вдоль гусеницы); M_c —

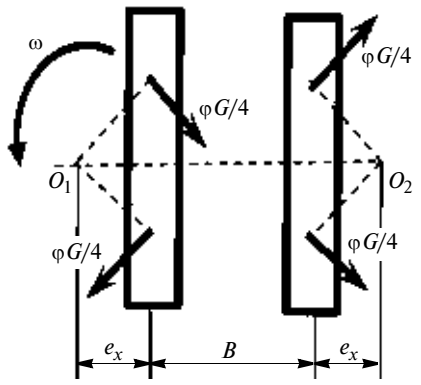


Рис. 4. Силовая задача поворота гусеничной машины (белорусская школа)

момент сопротивления повороту гусеницы, приведенный к центру скольжения (O_1 и O_2).

Полученные для равномерного распределения давления формулы (3) впоследствии были уточнены И. И. Давыдиком для других видов эпюр давления и подтверждены полевыми испытаниями тракторов Т-74 и ДТ-55 при повороте на месте с полностью заторможенной отстающей гусеницей на асфальте и укатанной земляной площадке [9, 29].

Для описания взаимодействия гусеницы с грунтом необходимо введение анизотропии. Первый годограф анизотропного трения был предложен А. С. Антоновым еще в 1935 г. [30]. Однако ошибочность его положений не позволила найти ему широкое применение [31]. Ф. А. Опейко предложил свою теорию анизотропного трения, согласно которой текущие коэффициенты трения φ_x, φ_y, соответствующие скольжению в произвольном направлении под углом α, определяются по формулам: $\varphi_x = \varphi_{x\max}\cos\alpha$ и $\varphi_y = \varphi_{y\max}\sin\alpha$.

Эксперименты М. Т. Гринюка с башмаком на торфянике подтвердили правомерность использования эллиптического годографа трения [31] и получили впоследствии теоретическое подтверждение при условии поворота на месте в работе Б. М. Позина [8].

Заслуга Ф. А. Опейко в том, что он впервые ввел учет буксования гусениц по грунту (1936 г.) на повороте и явно показал связь между силовыми факторами, возникающими в контакте гусеницы с грунтом. Существенным недостатком его метода, дающего хорошие результаты при описании поворота на месте и решении задач страгивания, является постоянный момент сопротивления независимо от радиуса поворота машины вследствие пренебрежения деформативными свойствами грунта. Этот недостаток помешал широкому распространению теории поворота гусеничных машин белорусской школы. В. В. Гуськов — ученик и последователь Ф. А. Опейко, попытался учесть зависимость момента M_c сопротивления от радиуса R поворота путем введения переменного коэффициента φ сцепления, зависящего от перемещения S гусеницы, определенного по формуле (2) В. В. Кацыгина [32]. Однако как было сказано выше, не всегда известна вся предыстория движения; кроме того, данное предположение не было проверено экспериментально.

Заключение

В настоящее время сформировались три основные школы со своими подходами к процессу поворота гусеничных машин:

1. **Московская школа** (В. И. Заславский, М. К. Кристи, О. А. Никитин, А. И. Благонравов, Дж. Вонг, А. С. Антонов и др.), основанная на экспериментальных данных определения момента сопротивления повороту отличается следующим: 1) не раскрывает сущности силового взаимодействия гусениц с грунтом; 2) в основе лежит принцип независимости действия сил.

Школа получила широкое распространение в силу своей простоты и широкой базы экспериментальных данных.

2. **Украинская школа** (М. И. Медведев, В. В. Кацыгин, Е. Г. Исаев, П. И. Иванов, Б. М. Позин, Г. М. Татарчук и др.), основанная на учете деформативных свойств грунта, отличается следующим: 1) момент сопротивления повороту раскладывается на различные составляющие, зависящие от поперечного перемещения точек гусеницы или деформации грунта; 2) имеет хорошую сходимость с экспериментом в области средних и больших радиусов поворота, но не подходит для описания поворота на месте; 3) в основе лежит принцип независимости действия сил; 4) в силу особенностей подходит для решения задач лишь стационарных режимов движения.

Ввиду сложности и необходимости множества дополнительных характеристик грунта школа не нашла широкого распространения.

3. **Белорусская школа** (Ф. А. Опейко, М. Г. Гринюк, И. И. Давыдик, В. В. Гуськов и др.), основанная на математической теории трения твердых поверхностей, отличается следующим: 1) полнее раскрывает сущность силовых факторов, возникающих в контакте с грунтом с учетом анизотропных свойств взаимодействия; 2) позволяет решать совместно силовую и кинематическую задачи поворота; 3) учитывает скольжение и буксование гусениц по грунту; 4) хорошо описывает сдвиг и поворот машины на месте.

Так как этой школой не учитывается зависимость момента сопротивления от радиуса поворота машины, то результаты расчета не совпадают с экспериментальными данными при больших радиусах поворота и поэтому она не получила широкого применения.

На сегодняшний день ни одна из методик не дает полного теоретического описания происходящих процессов и результатов, совпадающих с экспериментальными данными во всем возможном диапазоне радиусов поворота гусеничных машин на грунтах всех типов. Различные подходы к этому вопросу приводят порой к противоречивым результатам и не позволяют проводить сравнительный анализ процесса поворота гусеничных машин с единых позиций.

Развитие тракторного парка ставит перед разработчиками теории процесса поворота гусеничных машин ряд дополнительных

задач: решение вопросов управляемости и устойчивости машины на грани заноса; построение траектории увода машины за счет внецентренно приложенной внешней нагрузки; описание входа машины в поворот и выхода из него и др.

Приведенные факты показывают необходимость дальнейшего развития теории поворота гусеничных машин, позволяющей с единых позиций описать криволинейное движение с учетом деформативных свойств грунта и скольжения. Особое внимание следует уделить вопросу взаимодействия гусеницы с грунтом, так как силовое взаимодействие непосредственным образом влияет на поворотные качества машины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Заславский В. И.** Краткий курс расчета танков и их механизмов. М.: Госвоениздат, 1932. 128 с.

2. **Кристи М. К.** Испытание гусеничных машин. Ч. 1. М.: Изд-во АН СССР. 1933. 67 с.

3. **Вонг Дж.** Теория наземных транспортных средств: Пер. с англ. М.: Машиностроение, 1982. 288 с.

4. **Груздев Н. И.** Танки. Теория. М., Свердловск: Машгиз, 1944. 482 с.

5. **Забавников Н. А.** Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975. 448 с.

6. **Иванов П. И.** Воздействие грунта на гусеницу при повороте (сопротивление повороту) // Тр. ВАММ РККА. 1939. Сб. 4. С. 71—99.

7. **Львов Е. Д.** Динамика поворотов гусеничных тракторов // Автотракторное дело. 1933. № 6. С. 17—32.

8. **Позин Б. М.** Новое в теории поворота гусеничного самохода // ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш. 1982. № 331. 99 с.

9. **Давыдик И. И.** Влияние анизотропности трения между гусеницами и опорной поверхностью на поворот гусеничного самохода // Технология торфяного производства и торфяные машины. Минск: БПУ, 1973. С. 64—70.

10. **Никитин А. О.** Новый метод опытного определения коэффициента μ // Тр. АБТ и МВ. 1944. Сб. 7. С. 40—49.

11. **Танки.** Основы теории и расчета / А. С. Антонов, А. И. Благонравов, Я. Е. Бинович и др. Под ред. М. К. Кристи / М.—Л.: ОНТИ, 1937. 436 с.

12. **Благонравов А. А., Держанский В. Б.** Динамика управляемого движения гусеничной машины. Курган: КГУ, 1995. 162 с.

13. **Исаев Е. Г.** Вопросы общей теории поворота гусеничного трактора // Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М.: МАДИ, 1970. 60 с.

14. **Чудаков Д. А.** Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Колос, 1972. 384 с.

15. **Платонов В. Ф., Леиашвили Г. Р.** Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. М.: Машиностроение, 1986. 296 с.

16. **Львов Е. Д.** Теория трактора. М.: Машгиз, 1952. 388 с.

17. **Фаробин Я. Е.** Теория поворота транспортных машин. М.: Машиностроение, 1970. 176 с.

18. **Чудаков Д. А.** Основы теории сельскохозяйственных навесных агрегатов. М.: Машгиз, 1954. 176 с.

19. **Медведев М. И.** Теория гусеничных систем. Харьков—Киев: Укрмашгосиздат, 1934. 195 с.

20. **Татарчук Г. М.** Исследование поворота гусеничного трактора. Дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛСХИ, 1955. 161 с.

21. **Кацыгин В. В.** О закономерности сопротивления почв сжатию // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1962. № 4. С. 28—31.

22. **Запольский В. П**. Исследование сцепных качеств и обоснование параметров траков гусеничных движителей: Дис. ... канд. техн. наук. Минск: БПУ, 1971. 160 с.

23. **Шумилин А. В., Володин А. Н.** Уточненные характеристики поворота гусеничной машины // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1993. № 7. С. 9—11.

24. **Шиллер Н. Н.** Заметки о равновесии твердого тела при действии трения на некоторую плоскую часть его поверхности // Тр. отделения физических наук общества любителей естествознания. Т. V. Вып. 1. 1892. С. 17—19.

25. **Жуковский Н. Е.** Условие равновесия твердого тела, опирающегося на неподвижную плоскость некоторой площадкой и могущего перемещаться вдоль этой плоскости с трением // Тр. отделения физических наук общества любителей естествознания. Т. IX. Вып. 1. 1897. С. 339—354.

26. **Опейко Ф. А.** Кинематика и статика поворота гусениц // Тр. БПИ. Вып. 5. 1936. 149 с.

27. **Опейко Ф. А.** Колесный и гусеничный ход. Минск: АСХН БССР, 1960. 228 с.

28. **Тракторы.** Теория: Учебник для вузов по спец "Автомобили и тракторы" / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. А. Атаманов и др. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.

29. **Давыдик И. И.** Исследование статического поворота гусеничного хода: Дис. ... канд. техн. наук / БПУ. Минск, 1970. 211 с.

30. **Антонов А. С.** Теория поворота гусеничного танка // Сб. тр. ВАММ РККА. М., 1935. № 4. С. 31—40.

31. **Гринюк М. Т.** Анизотропный сдвиг поверхностного слоя торфяного грунта: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / БПУ. Минск, 1954. 9 с.

32. **Гуськов В. В., Опейко А. Ф.** Теория поворота гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1984. 168 с.

ЭКСПОЦЕНТР

Выставка "SIMEXPO — научное приборостроение—2009

С 29.09 по 1.10.2009 г. на территории ЗАО "Экспоцентр" проходила шестая международная выставка измерительного оборудования и технологии. В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов.

ООО "Авеста-Проект" (г. Троицк Московской обл.) демонстрировало диагностическое и другое оборудование. Приведем краткое описание некоторых экспонатов.

Спектрометр мод. ASP-IR с оригинальным сканирующим механизмом, позволяет вести измерения в инфракрасном диапазоне без использования дорогостоящей ССД линейки. Диапазон спектрометра 800÷680 нм, фокусное расстояние 150 мм, габаритные размеры 81 × 136 × 225 мм, масса 2,5 кг.

Многопроходовая усилительная система мод. MPO-501 состоит из задающего генератора мод. TiF-20 Mini, изолятора Фарадея, ячейки Поккельса, многопроходового усилителя и компрессора, смонтированных в одном корпусе. Для накачки усилительной системы имеется два лазера. Частота повторения сигналов при работе системы 10,5 Гц÷1 кГц, диапазон длин волн 780÷820 мм, контраст > 1000:1, диаметр пучка 5 мм, стабильность энергии < ± 3 %. Габаритные размеры системы 1100 × 600 × × 220 мм. Средняя мощность непрерывной накачки 4 Вт.

Институт прикладной физики (г. Нижний Новгород) предложил потребителям свои новые разработки.

Изолятор Фарадея (ИФ) на укороченных магнитооптических элементах — один из основных элементов лазеров, использующийся для развязки защиты маломощных элементов от сильного излучения или для подавления самовозбуждения усилителей. ИФ-поляризационный оптический вентиль, основанный на эффекте Фарадея, представляет собой два "скрещенных" поляризатора с размещенными между ними специальной пластиной и магнитной системой с расположенным внутри нее укороченным (дисковым) магнитооптическим элементом. Важнейшая характеристика ИФ — степень изоляции, определяйся в мощных лазерах термодеполяризацией.

Цифровой электронно-счетный частотомер мод. GLN 1005 для измерения частоты генераторов импульсного и непрерывного излучения миллиметрового диапазона волн. Частотомер имеет непрерывный и ждущий режимы работы, а также прямой отсчет в частотном диапазоне 70÷170 ГГц без использования выносного смесителя. Наиболее успешные измерения обеспечиваются при длительности импульса более 30 мс с дрейфом частоты до 8 Гц/с. Чувствительность частотомера 10 дБм, точность измерения ± 1 МГц, габаритные размеры 135 × × 450 × 390 мм, масса 9,5 кг.

Прецизионный интерферометр для дистанционного контроля качества изготовления оптических элементов (измерение профилей оптических поверхностей и диагностика однородности оптических сред) и мониторинга их состояния. Пространственное разрешение прибора 9 мкм, временное до 250 мс, расстояние до оптического элемента 3 м.

Научно-технологический центр уникального приборостроения РАН (г. Москва) показал на выставке оригинальный *газоаналитический акустооптический спектрометр* для контроля воздуха на промышленных предприятиях. Принцип действия спектрометра — поглощение оптического излучения в слое воздуха, просвечиваемом лучом. Его конструкция базируется на акустооптическом перестраиваемом фильтре с высокими светосилой, разрешением и быстродействием. Возможно одновременное измерение различных загрязнителей. Спектральный диапазон прибора 0,255÷0,43 мкм, рабочая трасса 5÷100 м.

ООО "Уралприбор" (г. Новоуральск) предложил потребителям средства промышленной автоматизации.

Масс-спектрометр мод. МТИ-350Т для измерения изотопного состава урана, плутония и смешанного топлива в твердой фазе. Используется в металлургии и других отраслях промышленности для изотопного или химического анализов веществ в твердой фазе. Измерения осуществляются в автоматическом режиме. Изотопический порог чувствительности не более $1 \cdot 10^{-5}$. Число позиций в барабане источника ионов 11 шт. Время проведения 10 анализов в автоматическом режиме не более 8 ч.

Контроллеры "CONET" разного назначения для построения многоуровневых распределительных АСУ ТП выполняют функции управляющих контроллеров удаленного ввода/вывода и программируемых логических контроллеров. Обмен информацией осуществляется по Enternet. Высокая помехоустойчивость, поканальная гальваническая изоляция, возможность дублирования каналов ввода/вывода и каналов связи, а также возможность резервирования контроллеров обеспечивают надежность и безопасность систем. Контроллеры имеют габаритные размеры 130 × 145 × 315 мм или 407 мм в зависимости от исполнения для установки пяти или восьми модулей ввода/вывода. Питающее напряжение 110÷2600 В постоянного или переменного тока.

Контроллеры "ТелеКонт" для построения распределительных систем контроля и управления технологическими процессами состоят из микропроцессорных, дискретных и аналоговых модулей. Габаритные размеры модулей 23 × 99 × 112 мм.

Программируемый контроллер присоединения мод. КП-ПР для электрических параметров присоединений, решения задач противоаварийной автоматики, регистрации аварийных ситуаций, контроля показателей качества электроэнергии и расчета потребления электроэнергии. Контроллер может использоваться автономно и в составе АСУ ТП энергоснабжающих организаций и потребителей электроэнергии.

Научно-производственное предприятие "Буревестник" (г. С.-Петербург) предложила потребителям анализаторы различного назначения и другое оборудование.

Специализированный анализатор мод. АРФ-7 для проведения высокоточного экспрессного количественного анализа химических элементов в различных видах сырья и продуктах их переработки. Принцип работы основан на возбуждении флуоресцентного излучения определяемых элементов излучением рентгеновской трубки с последующим анализом вторичного излучения. Анализатор построен по рентгенооптической схеме Коуша. Для фокусировки используется кристалл-анализатор. Имеется возможность определения элементов без перенастройки

кристалла-анализатора. Потребляемая мощность анализатора до 5,5 кВт, масса не более 200 кг.

Рентгеновский дифрактометр мод. ДРОН-8 общего назначения, в основе работы которого лежит явление дифракции рентгеновских лучей от серии атомных плоскостей кристаллической решетки. Дифрактометр позволяет проводить: качественный и количественный анализ фазового состава сырья, продукции и промышленных отходов; определять структурные характеристики и степень чистоты кристаллических материалов; анализировать напряженное состояние материалов и покрытий, в том числе крупногабаритных объектов диаметров до 300 мм и высотой до 250 мм; исследовать объекты неправильной формы и с неровной поверхностью.

Объединенный институт высоких температур РАН (г. Москва) среди прочего оборудования представил *оптический прибор для измерения геометрии режущего инструмента*, позволяющий контролировать качество и процесс изготовления сверл, фрез, метчиков, разверток и т. п. Путем точных измерений таких параметров, как углы заточки, центровка, диаметры, осевая симметричность геометрии режущих кромок, непосредственно на производстве можно добиться оптимальной настройки технологического оборудования. Поле зрения измерителя 12 × 12 мм, глубина поля зрения 10 мм, питающее напряжение 220 В. Его габаритные размеры 300 × 300 × × 850 мм, масса 7 кг. Измеритель прост в эксплуатации и обслуживании, может использоваться в лабораторных условиях и на производстве.

ООО "ЛАБТЕСТ" (г. Москва) предложило на международный рынок оборудование для спектрального анализа и исследования материалов, приведем краткое описание некоторых из них.

Спектрометр с лазерно-индуцированным пробоем мод. SPECT-ROLASER позволяет проводить локальный элементный анализ минералов, горных пород, объектов технологического процесса, металлов и сплавов, стекол и т. п. Для анализа одного образца требуется всего несколько секунд. Спектр регистрируется во всем диапазоне с помощью ПК. Время анализа $1 \div 20$ с. Габаритные размеры спектрометра 860 × 300 × 400 мм, масса 41 кг.

Рентгено-флуоресцентный спектрометр мод. Омега-ХРД 2000 — универсальный переносной прибор широкого применения для анализа металлов и сплавов, геологических образцов, стекла, масла, топлива, сварных швов и т. п. Оснащен рентгеновской трубкой повышенной мощности, шестью автоматически сменяемыми фильтрами, 100 %-ая защита от радиации. Благодаря встроенному программному обеспечению спектрометр осуществляет анализ без дополнительных калибровок, сохраняет результаты в компьютере.

Магнетайзер мод. Midi Cat для намагничивания и размагничивания всех типов аксиально ориентированных магнитов. Автоматическая калибровка применяется во случае, если требуется обеспечить одинаковые магнитные свойства готовых продуктов. Для этого оператор должен установить допустимый диапазон, затем осуществляется намагничивание и размагничивание продукта до тех пор, пока его свойства не достигнут желаемого уровня. Точность параметров намагничивания 1 %. Встроенная система Touch Screen позволяет задавать требуемые параметры и управлять прибором. Установленная энергия при работе прибора 30 кДж, максимальная 40 кДж, регулируемое напряжение $50 \div 3000$ В. Тип импульса: намагничивание — опериодические импульсы; размагничивания — затухающие осцилляции.

Микроскоп мод. IM 7000 для исследования металлургических препаратов и контроля качества, анализа микроструктур, тестирования различных материалов и микрофотографии.

Компания Bifocompany (г. Москва) демонстрировала на выставке различные считывающие устройства. Приведем краткое описанием одного из них.

Высокоскоростное считывающее устройство мод. RU-08 для регистрации непрерывных и импульсных изображений с выхода электронно-оптических камер, в том числе изображений, появляющихся в произвольный момент времени, хранения изображений во внутреннем буфере памяти и последующей передачи их по USB интерфейсу в ПК для обработки. Устройство может быть использовано для работы с широким спектром оптических изображений, подаваемых на его вход с помощью линзовой оптики. Максимальная частота съемки 1 кГц. Режим съемки: периодический с внутренним пуском, с внешним пуском, с пуском по заданной программе, в ведомом режиме. Ток потребления по цепи питания устройства с напряжением 12 В составляет 1,5 А. Рабочий температурный диапазон устройства 0 + 50 °С. Его габаритные размеры 240 × 90 × 90 мм.

ЗАО "МЕТА" (г. Новосибирск) предложило потребителям *прибор СОРБИ-М* для измерения текстурных характеристик дисперсных и пористых материалов (в том числе наноматериалов) при их производстве, для контроля качества, сертификации и паспортизации продукции. Прибор может быть применен в горно-обогатительной отрасли, при производстве композитов и огнеупорных материалов. Все операции измерений автоматизированы, их длительность ≈ 20 мин.

ЗАО "Интек Аналитика" (г. Санкт-Петербург) представило насосы различного назначения и другое оборудование, произведенное за рубежом.

Турбомолекулярные насосы серии STP с магнитным подвесом ротора. Насосы работают почти без вибрации и требуют минимального обслуживания, оснащены контроллером, обеспечивающим автобалансировку и расширенный набор диагностических функций.

Спиральные насосы серии XDS, работающие по технологии экранирования подшипников сильфоном, которая полностью исключает возможность проникновения смазочных материалов в откачиваемый вакуумный объем. Механизмы насосов изготовлены из коррозионно-стойких материалов, что способствует противодействию химическим воздействиям. Подача $0{,}6 \div 35$ м^3/ч.

Вакуумные затворы, клапаны различных типов вплоть до цельнометаллических, позволяющие решить весь спектр задач по коммутации вакуумного оборудования. Диаметр условного прохода $D_y = 10 \div 1500$ мм.

Гелиевые течеискатели серии GasCheck, позволяющие обнаруживать в вакуумных объемах течи вплоть до $1 \cdot 10^{-23}$ м$^3 \cdot$ Па/с. Они идеально подходят для поиска утечек различных газов в больших камерах и протяженных трубопроводах.

Выставку посетило большое число специалистов, были организованы семинары фирм-разработчиков. Прошла церемония вручения дипломов победителям конкурса "Научный прибор—2009".

А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК